CANMET

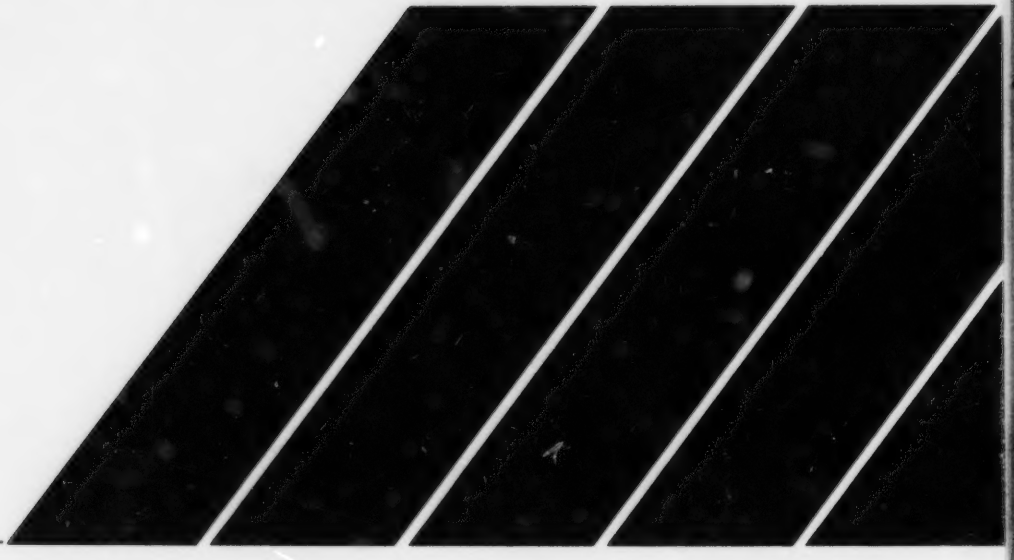
Canada Centre for Mineral and Energy Technology

Centre canadien de la technologie des minéraux et de l'énergie

Efficiency and Alternative Energy Technology Branch

Direction de la technologie de l'efficacité énergétique et des énergies de remplacement

TRANSFORMATEUR DE CHALEUR



Energy, Mines and Resources Canada

Énergie, Mines et Ressources Canada

Canada

THE ENERGY OF OUR RESOURCES · THE POWER OF OUR IDEAS

L'ENERGIE DE NOS RESSOURCES · NOTRE FORCE CREATRICE

TRANSFORMATEUR DE CHALEUR

PRÉPARÉ POUR:

Direction de la technologie de l'efficacité énergétique
et des énergies de remplacement
Énergie, Mines et Ressources Canada
Ottawa (Ontario)
Contrat MAS Nº 23440-0-9507
Juin 1991

MICROMEDIA

PRÉPARÉ PAR:

Centre de recherche industrielle du Québec
333, rue Franquet
C.P. 9038
Sainte-Foy (Québec)
G1V 4C7

AUTHORITÉ SCIENTIFIQUE:

Robert Calinot
Direction de la technologie de l'efficacité énergétique
et des énergies de remplacement
Énergie, Mines et Ressources Canada
580, rue Booth
Ottawa (Ontario) K1A 0E4

12 pp

CITATION

Painchaud, Guy, Centre de recherche industrielle du Québec.
Transformateur de chaleur. Direction de la technologie de l'efficacité énergétique et des énergies de remplacement, Énergie, Mines et Ressources Canada, Ottawa (Ontario) 1991 (72 pp.)

Pour obtenir des exemplaires du présent rapport s'adresser à la :

Direction de la technologie de l'efficacité énergétique
et des énergies de remplacement
Énergie, Mines et Ressources Canada
580, rue Booth
Ottawa (Ontario)
K1A 0E4

ou

Division des services bibliothèque et de documentation
CANMET
Énergie, Mines et Ressources Canada
562, rue Booth
Ottawa (Ontario)
K1A 0G1

NOTE

Le présent rapport est diffusé à titre documentaire uniquement. Il ne traduit pas nécessairement l'opinion du gouvernement du Canada et ne constitue pas une recommendation d'aucun produit commercial ou d'aucune personne. Ni le Canada, ni ses ministres, agents, employés ou manadataires ne donnent de garantie à l'égard du présent rapport et n'assument aucune responsabilité liée au présent rapport.

Ce projet a été financé à une contribution du Bureau de recherche et développement énergétiques d'Énergie, Mines et Ressources Canada.

© Ministre des Approvisionnements et Services Canada 1992
N° de catalogue M91-7/204-1992F
ISBN 0-662-97770-X

TABLE DES MATIÈRES

		Page
1.0	INTRODUCTION	1
	EXECUTIVE SUMMARY	1-a
2.0	CHOIX D'UNE UTILISATION CIBLE	2
	2.1 Identification de l'industrie la plus propice	2
	2.2 Choix d'un procédé	5
	2.3 Description du procédé	5
3.0	CONCEPTION DU TRANSFORMATEUR DE CHALEUR	7
	3.1 Détermination des caractéristiques générales	8
	3.1.1 Choix de la puissance	8
	3.1.2 Choix du cycle	9
	3.1.3 Choix de la solution de travail	10
	3.2 Analyse thermodynamique du cycle	12
	3.3 Spécifications des composantes et de l'instrumentation	19
	3.3.1 Évaporateur	23
	3.3.2 Condenseur	24
	3.3.3 Absorbeur	26
	3.3.4 Générateur	28
	3.3.5 Récupérateur	29
	3.3.6 Système de purge	31
	3.3.7 Pompes	32
	3.3.8 Soupage de détente	33
	3.3.9 Réservoirs d'accumulation	33
	3.3.10 Instrumentation	34
	3.4 Estimation des coûts	35
4.0	SIMULATION PAR MODÈLE NUMÉRIQUE	39
	4.1 Spécifications du modèle idéal	40
	4.2 Revue des modèles documentés	40
	4.3 Futur modèle canadien	43
5.0	CONCLUSION	43

TABLE DES MATIÈRES
(suite)

ANNEXE A: Liste des symboles et abréviations

ANNEXE B : Calculs des propriétés thermodynamiques

ANNEXE C : Calculs détaillés du transformateur de chaleur

ANNEXE D : Curriculum vitae et contribution de H. Perez-Blanco

ANNEXE E : Propriétés du fluide caloporteur Dowtherm G

BIBLIOGRAPHIE

CRIQ

1.0 INTRODUCTION

A la fin de 1990, le CRIQ remettait les résultats d'une étude exploratoire sur les pompes à chaleur à absorption (PACA). Cette étude, commandée par le Laboratoire de recherche sur la diversification énergétique de Varennes (LRDE), avait comme objectif majeur d'orienter les futurs efforts canadiens pour le développement de tels systèmes (1).

Les motivations derrière cette étude sont d'une part d'ordre énergétique, car les systèmes à absorption offrent pour certaines utilisations un rendement thermique supérieur à celui des systèmes conventionnels et d'autre part d'ordre environnemental, puisque les PACA utilisent en grande majorité des fluides de travail ne contribuant ni à l'épuisement de la couche d'ozone, ni à l'effet de serre. Ces motivations se sont renforcées depuis lors et de nombreux facteurs laissent croire que les systèmes à absorption seront de plus en plus d'actualité durant les années à venir.

L'étude exploratoire conclut que le transformateur de chaleur est le type de système à absorption répondant le mieux aux aspirations canadiennes et la conception d'un prototype expérimental est recommandée. Une autre étude sur les PACA menée par Acres Consulting Services, terminée en 1985, est arrivée à la conclusion qu'il était souhaitable de concevoir un prototype de taille réduite afin de vérifier et d'optimiser les méthodes de conception avant l'installation de systèmes à pleine échelle (2).

Le but de la présente étude est donc de concevoir un transformateur de chaleur à absorption de type expérimental. La conception en soi permettra de développer un savoir-faire canadien tandis que le prototype pourra être utilisé pour démontrer la faisabilité technique de la machine, étape essentielle avant d'envisager un projet de démonstration industrielle.

Dans la première section du rapport, une utilisation cible est identifiée puisque les conditions d'opération liées à cette utilisation ont une grande influence sur la détermination des caractéristiques du prototype. La seconde et la plus importante partie du rapport couvre la conception du transformateur de chaleur. L'aboutissement en est la production de spécifications pour chacune des composantes du système. La simulation par modèle numérique est abordée dans la dernière section du rapport. Il s'agit d'une brève introduction aux besoins futurs dans ce domaine et de recommandations pour les combler.

EXECUTIVE SUMMARY

Late in 1990, CRIQ presented the results of exploratory research undertaken in absorption cycle heat pumps (ACHP). This research, requested by the Energy Diversification Research Laboratory (EDRL) in Varennes, was concerned mainly with providing guidance for future Canadian efforts to develop such systems.

This study was carried out partly for energy-related reasons, since for certain uses, absorption cycle systems have greater thermal efficiency than conventional systems, and partly for environmental reasons, since the great majority of these systems use working fluids that do not contribute to ozone depletion or to the greenhouse effect. These reasons have been strengthened since then, and numerous factors now suggest that absorption cycle systems will be used increasingly in the future.

The exploratory research concluded that the heat transformer is the type of absorption cycle system that best meets Canadian expectations. It recommends that an experimental prototype be designed. Another study on ACHPs undertaken by Acres Consulting Services ended in 1985 and concluded that it would be desirable to design a reduced-scale prototype in order to verify and optimize design methods before setting up a full-scale system.

The goal of this research was to design an experimental absorption cycle heat transformer. The design work itself would help to develop Canadian know-how, while the prototype could be used to demonstrate the machine's technical feasibility. This step is essential before any industrial-scale demonstration project can be considered.

The first part of the report identifies a specific use for the machine, since the operating conditions related to this use greatly influence the definition of the prototype's characteristics. The second and most important part of the report covers the design of the heat transformer. The end result is the production of specifications for each of the system's components. The last part of the report concerns digital modelling. It briefly introduces future needs in this field and provides recommendations on how to meet these needs.

2.0 CHOIX D'UNE UTILISATION CIBLE

Avant d'entreprendre la conception du transformateur de chaleur, il est nécessaire de déterminer quelles en seront les conditions d'opération. Ces conditions sont dictées par le type de procédé auquel le transformateur de chaleur sera intégré. Une utilisaton cible a donc dû être identifiee et la démarche suivie est présentée dans cette section.

Cette démarche s'est faite en trois étapes. Il a d'abord fallu déterminer l'industrie présentant le potentiel de récupération le plus élevé. Un procédé typique de l'industrie retenue et propice à l'utilisation d'un transformateur de chaleur a ensuite été choisi. Finalement, l'utilisation retenue est décrite et les caractéristiques pertinentes à l'intégration du transformateur de chaleur sont données.

2.1 IDENTIFICATION DE L'INDUSTRIE LA PLUS PROPICE

Les conditions d'utilisation optimales pour un transformateur de chaleur ont été identifiées dans une étude précédente (1), (3) et sont répétées ci-après:

- une quantité de chaleur résiduaire plus grande que la demande, idéalement le double;
- une source de chaleur de l'ordre de 1 MW ou plus, idéalement sous forme de chaleur latente;
- une température de la source de chaleur comprise entre 60 et 130 °C et une température de la demande de chaleur de 20 à 50 °C supérieure, jusqu'à un maximum de 150 °C.

Les industries les plus susceptibles d'utiliser des procédés répondant à ces conditions sont l'industrie des aliments et boissons, des pâtes et papiers et de la chimie et pétrochimie. C'est donc pour ces industries que le potentiel de récupération au moyen de transformateurs de chaleur a été évalué.

Cette évaluation est basée entre autres sur une étude faite par Acres Consulting Services (4). On y retrouve une estimation du potentiel de récupération au moyen de pompes à chaleur chimiques pour l'année 1978. Les chiffres relatifs aux trois industries précitees sont donnés dans le tableau 2.1.

Potentiel de récupération avec PAC chimiques

SECTEUR INDUSTRIEL	ÉNERGIE CONSOMMÉE (5) 1978 - PJ	POTENTIEL DE RÉCUPÉRATION (4) 1978 - PJ		
		< 49 °C	49 À 100 °C	100 À 288 °C
Aliments et boissons	113	6,13	0,37	0,24
Pâtes et papier	376	24,77	4,78	2,65
Chimie et pétrochimie	306	2,50	3,73	0,36

1 PJ = 165 000 barils de pétrole

Tableau 2.1

On a tenu compte des températures des sources de chaleur résiduaire lors de l'estimation du potentiel de récupération. On a pu déterminer le potentiel de récupération pour trois plages de températures distinctes. Ces trois plages correspondent à la gamme des températures couvertes par une pompe à chaleur chimique. En effet, celle-ci peut recycler des sources de chaleur résiduaire jusqu'à 288 °C. Le transformateur de chaleur opérant dans une gamme de température plus restreinte, seule une fraction du potentiel estimé dans le tableau 2.1 sera récupérable par ce moyen.

Compte tenu que le transformateur de chaleur peut opérer avec une source de chaleur dont la température est comprise entre 60 et 130 °C et en faisant l'hypothèse que les températures de chaleur résiduaire sont uniformément réparties dans leur plage respective, on peut estimer les fractions de potentiel récupérables (f_i) de la façon suivante :

- la température de la source de chaleur résiduaire est inférieure à 49 °C :

$$f_1 = 0 ;$$

- la température de la source de chaleur résiduaire est comprise entre 49 et 100 °C :

$$f_2 = \frac{100 - 60}{100 - 49} = 0,78 ;$$

- la température de la source de chaleur résiduaire est comprise entre 100 et 288 °C :

$$f_3 = \frac{130 - 100}{288 - 100} = 0,16.$$

En cumulant le produit du potentiel donné dans le tableau 2.1 et de la fraction de potentiel récupérable calculée ci-haut pour chaque gamme de température, on obtient le potentiel de récupération au moyen de transformateurs de chaleur pour chacune des industries. Ce potentiel en valeur absolue et en pourcentage apparaît dans le tableau 2.2.

Potentiel de récupération avec transformateur de chaleur (1978)

SECTEUR INDUSTRIEL	ÉNERGIE CONSOMMÉE 1978 - PJ (5)	POTENTIEL DE RÉCUPÉRATION	FRACTION RÉCUPÉRABLE
		1978- PJ	%
Aliments et boissons	113	0,33	0,29
Pâtes et papier	376	4,09	1,09
Chimie et pétrochimie	306	2,97	0,97

Tableau 2.2

Rappelons que les résultats présentés dans le tableau 2.2 sont valides pour l'année 1978. Il faut donc actualiser ces résultats. Pour ce faire, on utilise les statistiques sur l'énergie consommée en 1989 et on estime que le pourcentage d'énergie récupérable au moyen de transformateur de chaleur reste le même qu'en 1978. Les potentiels de récupération ainsi évalués sont présentés dans le tableau 2.3.

Potentiel de récupération avec transformateur de chaleur (1989)

SECTEUR INDUSTRIEL	ÉNERGIE CONSOMMÉE 1989 - PJ (6)	FRACTION RÉCUPÉRABLE	POTENTIEL DE RÉCUPÉRATION
		%	1989-PJ
Aliments et boissons	106*	0,29	0,31
Pâtes et papier	360	1,09	3,92
Chimie et pétrochimie	340	0,97	3,30

* Énergie consommée et achetée en 1984 car non-disponible sous cette forme pour 1989 (7)

Tableau 2.3

L'industrie des pâtes et papiers représente donc le secteur offrant le plus élevé potentiel de récupération au Canada et par conséquent le plus propice à l'intégration des transformateurs de chaleur. Ce choix découlant d'une analyse quantitative est renforcé par des considérations qualitatives.

Par exemple, l'intégration d'un transformateur de chaleur dans un circuit d'évacuation de la chaleur ouvert peut permettre une certaine recirculation de l'eau de refroidissement. En extrayant de la chaleur du circuit, le transformateur diminue l'apport nécessaire d'eau fraîche et donc d'eau usée rejetée. Ce qui entraîne une possible économie de fibres et une réduction des polluants rejetés dans l'environnement (8). Ces bénéfices potentiels d'ordre environnemental seraient sans doute les bienvenus dans une industrie de plus en plus pointée du doigt pour ses émissions de polluants (9).

2.2 CHOIX D'UN PROCÉDÉ

L'industrie des pâtes et papiers a recours à une multitude de procédés. Entre 80 et 90% de la chaleur fournie à ces procédés est rejetée sous forme de chaleur résiduaire. Pour bénéficier de l'incorporation d'un transformateur de chaleur, il faut identifier un effluent de chaleur résiduaire qui deviendra la source du transformateur et un besoin de chaleur utile qui sera le puits de chaleur du transformateur. Il faut de plus s'assurer d'avoir de l'eau de refroidissement disponible.

Cet exercice a été fait par Azarniouch et Romagnino. Ces derniers sont les auteurs de nombreux articles sur l'intégration de pompes à chaleur à haute température dans l'industrie des pâtes et papiers (8), (9). L'une de leurs études a conduit à l'identification d'une application adaptée aux transformateurs de chaleur. Il s'agit d'utiliser la chaleur de l'eau contaminée du récupérateur à la sortie du lessiveur. La chaleur récupérée est utilisée pour préchauffer la liqueur noire. La même application a aussi été identifiée par Hanna et al (10). Cette application est présentée plus en détails dans la section suivante.

2.3 DESCRIPTION DU PROCÉDÉ

Le procédé retenu pour l'intégration d'un transformateur de chaleur est décrit par Romagnino et Azarniouch dans (8), (11) :

> "Dans un lessiveur de kraft typique, la température maximale est atteinte après 1 à 1 ½ heure de chauffe. Durant cette période, la liqueur de cuisson imprègne les copeaux de bois. La température de cuisson est alors maintenue entre 155 et 175 °C pendant 1 à 2 heures. C'est durant cette période que la plus

grande partie de la délignification se produit. A la fin de la cuisson, le lessiveur est "soufflé" et environ une tonne de vapeur est produite et ventilée pour chaque tonne de pâte produite. L'évaporation subite se produit quand la pression dans le lessiveur est promptement réduite à une pression légèrement supérieure à la pression atmosphérique. Typiquement, un réservoir d'accumulation pour la chaleur de soufflage et des condenseurs font partie de l'appareil de récupération de la chaleur de soufflage. Dans un système de condensation par jet, la vapeur du réservoir de soufflage est condensée dans un condenseur à contact direct et de l'eau chaude contaminée à 95 °C est obtenue" (traduction libre).

C'est cette eau chaude qui sert de source au transformateur de chaleur. La chaleur produite à haute température pourrait être utilisée pour préchauffer la liqueur noire faible avant l'évaporation. On dispose également d'eau de rivière filtrée à 20 °C pour évacuer la chaleur au condenseur. L'intégration du transformateur de chaleur et du procédé est illustrée sur la figure 2.1.

Les caractéristiques techniques typiques du procédé retenu sont les suivantes :

- source de chaleur :

  . débit : 35 900 tonnes/jour (400 l/s)
  . température d'entrée : 95 °C
  . température de sortie : 85 °C
  . puissance : 17,4 MW (1500 GJ/jour)

- puits de chaleur à haute température (absorbeur) :

  . lessive noire à 15 % de solides
  . débit : 6530 tonnes/jour (75,6 l/s)
  . température d'entrée : 80 °C
  . température de sortie : 113 °C
  . puissance : 8,6 MW (740 GJ/jour)

- puits de chaleur à basse température (condenseur) :

  . eau de rivière filtrée
  . température d'entrée : 20 °C
  . température de sortie : maximale
  . puissance : 8,8 MW (760 GJ/jour)

Illustration de l'utilisation cible

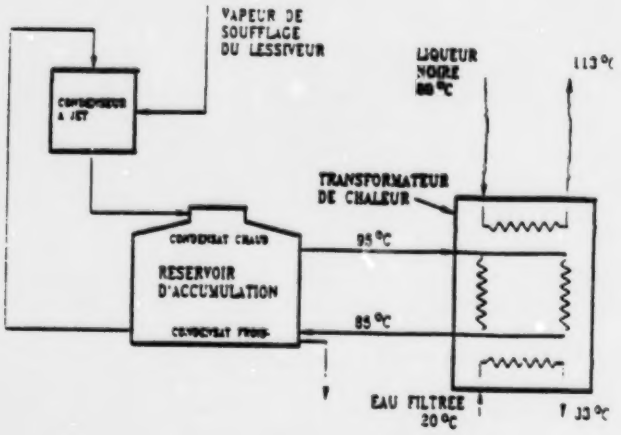


Figure 2.1

Le procédé décrit a été retenu parce qu'il a été identifié par deux sources indépendantes (8), (10). Il existe de nombreuses autres possibilités pour l'intégration d'un transformateur de chaleur qui pourraient être étudiées.

Les sources de chaleur possibles sont le circuit d'eau blanche, l'air humide à la sortie des séchoirs, les effluents de l'atelier de blanchiment ou l'eau chauffée par le système de récupération des gaz de cheminée. La chaleur recyclée peut être utilisée pour les évaporateurs, les séchoirs, les réchauffeurs des machines à papier, les générateurs de vapeur, les procédés de blanchiment ou le chauffage de la pâte avant l'injection.

3.0 CONCEPTION DU TRANSFORMATEUR DE CHALEUR

Cette section est divisée en quatre parties. Dans la première partie, on choisit la puissance utile du prototype, le cycle et la solution de travail. Ces choix ont été grandement influencés par les discussions menées auprès d'experts lors de l'étude exploratoire. Dans la deuxième partie, on fait une analyse thermodynamique détaillée du cycle retenu. Les calculs effectués pour cette analyse sont joints en annexe pour permettre au lecteur d'être un mesure de refaire cette analyse pour des conditions d'opération différentes. La troisième partie constitue le coeur du présent travail puisqu'il s'agit des spécifications des composantes du transformateur de chaleur. Finalement, une grossière estimation du coût de l'équipement suit. Ces coûts ne pourront être ajustés qu'une fois les démarches auprès de manufacturiers faites.

3.1 DÉTERMINATION DES CARACTÉRISTIQUES GÉNÉRALES

3.1.1 Choix de la puissance

Le choix de la puissance du prototype représente un compromis entre deux tendances opposées.

D'une part, il serait préférable de développer un prototype d'une puissance la plus élevée possible pour les raisons suivantes :

- le prototype sera utilisé à des fins de démonstration et il sera d'autant plus représentatif que sa puissance approchera celle d'une installation à pleine échelle;
- les pertes de charges et les pertes thermiques n'étant pas proportionnelles à la puissance des composantes, celles-ci auraient un effet démesuré sur un prototype de taille trop réduite;
- pour certains instruments de mesure, la précision absolue nécessaire diminue avec l'augmentation des quantités à mesurer.

D'autre part, les facteurs qui suivent militent en faveur d'un prototype d'une puissance la plus faible possible :

- les coûts associés à la conception et à la construction du prototype doivent demeurer raisonnables;
- le prototype doit pouvoir être assemblé à l'intérieur d'une salle d'essai et transporté au besoin;
- le remplacement de certaines composantes doit être possible sans entraîner de déboursés excessifs;
- la taille des circuits auxiliaires dépend directement de la taille du prototype.

Il s'agit donc de trouver un juste équilibre entre ces deux tendances. Si on examine ce qui s'est fait ailleurs, on observe qu'en général la taille des prototypes est d'abord dictée par l'importance des budgets alloués à leur réalisation. Alors que la majorité des sytèmes a absorption développés dans les universités ont une puissance d'au plus 20 kW, les systèmes mis au point par les instituts privés et gouvernementaux ont atteint les 100 kW de puissance (1).

La puissance retenue pour le prototype du Laboratoire de recherche sur la diversification énergétique de Varennes (LRDE) est de 30 kW. C'est-à-dire qu'il utilisera environ 60 kW de chaleur résiduaire pour produire 30 kW de chaleur utile.

Cette puissance est suffisamment élevée pour démontrer de façon crédible la faisabilité technique du système et assez faible pour en faire une machine pouvant être transportée et modifiée aisément. Les dimensions du prototype sont données dans la section 3.3.

3.1.2 Choix du cycle

Avant de procéder au choix du cycle, rappelons d'abord que les buts visés par la conception d'un transformateur de chaleur sont de développer un savoir-faire canadien et de démontrer la faisabilité technique de ces systèmes. Compte tenu que ce *savoir-faire* est pratiquement inexistant et que la fiabilité de tels systèmes a été mise en doute, il apparaît sage de choisir un cycle simple. Ce choix reflète d'ailleurs l'opinion générale émise par les experts ayant été consultés lors du projet initial.

Le cycle de base a donc été retenu. Il est schématisé sur la figure 3.1.

Cycle de base d'un transformateur de chaleur

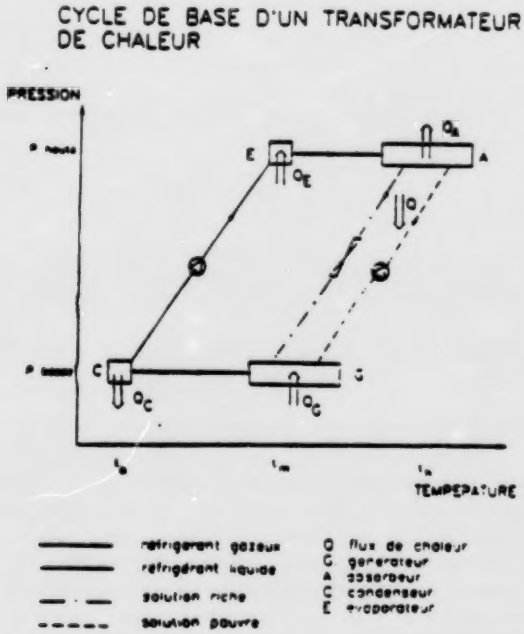


Figure 3.1

Ce cycle est le seul actuellement utilisé par les transformateurs de chaleur industriels en opération. On compte une quinzaine de ces installations, c'est donc dire que le cycle a fait ses preuves. C'est d'ailleurs le cycle le mieux maîtrisé et le plus documenté.

3.1.3 Choix de la solution de travail

La solution de travail contient un réfrigérant, un absorbant et un inhibiteur de corrosion. La description des propriétés recherchées chez ces fluides est donnée dans le tableau 3.1 (12).

Tableau 3.1

FLUIDE	PROPRIÉTÉS RECHERCHÉES	RAISONS
Réfrigérant	- Chaleur latente élevée - Pression modérée à la température de condensation - Point triple relativement bas - Point critique relativement élevé - Faible volume spécifique de la vapeur	- Débit réduit - Résistance mécanique de l'évaporateur et de l'absorbeur moindre - Température de l'évaporateur acceptable - Température de condensation acceptable - Transport de la vapeur facilité
Absorbant	- Pression de vapeur négligeable - Absorbe aisément le réfrigérant	- Rectification superflue - Fondamental au procédé
Solution	- Déviation négative de la loi de Raoult - Faible chaleur spécifique - Faible volume spécifique	- Débit du réfrigérant moindre - Charge des échangeurs de chaleur diminuée - Puissance des pompes diminuée
Tous les fluides	- Conductivité thermique élevée - Faible viscosité - Faible tension de surface - Faible toxicité - Stabilité chimique	- Coefficients de transfert thermique élevés - Coefficients de transfert thermique élevés et pertes hydrauliques moindres - Efficacité meilleure de l'absorbeur - Sécurité - Durée de vie du système

Une multitude de fluides, organiques et inorganiques, possédant à divers degrés les propriétés énoncées ont été suggérés pour être utilisés dans les transformateurs de chaleur. Les paires ayant le potentiel le plus élevé sont :

- $H_2O/LiBr$
- $H_2O/NaOH$ (2)
- H_2O/H_2SO_4 (2)

- $H_2O/LiNO_3 + KNO_3 + NaNO_3$ (13)
- CF_3CH_2OH (TFE)/C_4H_7NO (PYR) (14), (15)
- CF_3CH_2OH (TFE)/$CH_3(OC_2H_4)_2OCH_3$ (DMETEG) (15)
- CF_3CH_2OH (TFE)/C_5H_9NO (NMP) (15)
- $(CF_3)_2CHOH$ (HFIP)/C_5H_9NO (NMP) (15)
- C_3HF_5O (PFPA)/$CH_3(OC_2H_4)_2OCH_3$ (DMETEG) (15)

La paire $H_2O/LiBr$ demeure toutefois la seule qui ait été commercialisée. L'eau s'impose comme un réfrigérant privilégié à cause de sa chaleur latente élevée, son coefficient de transfert thermique élevé, sa faible viscosité et son faible coût. Quant à la combinaison $H_2O/LiBr$, elle offre les avantages d'être ininflammable, sans odeur et bien caractérisée.

Cette paire présente cependant quelques lacunes. Ainsi, elle est corrosive, ses températures d'opération sont limitées par la ligne de cristallisation, le bromure de lithium coûte relativement cher et la faible pression de vapeur de l'eau entraîne des pressions d'opération sub-atmosphériques. Malgré cela, la commercialisation de cette paire prouve que les obstacles liés à son utilisation ont pu être surmontés.

Bref, la paire $H_2O/LiBr$ a été choisie pour le transformateur de chaleur du LRDE parce qu'elle est la seule commercialisée, ses propriétés thermodynamiques sont connues et disponibles et ses limitations sont bien identifiées.

Pour remédier à la forte corrosivité de la solution, il est recommandé d'employer un inhibiteur de corrosion. Schoffmann et al. (16) rapportent les résultats d'une étude sur les effets de la corrosion sur différents matériaux. Ceux-ci ont été plongés dans une solution de bromure de lithium à 160 °C durant 200 heures. La comparaison porte sur les trois inhibiteurs Li_2CrO_4, Li_2WO_4, Li_2MoO_4 et le cas sans inhibiteur a également été considéré. L'étude a démontré que la combinaison résistant le mieux à la corrosion est le cupro-nickel 70/30 avec la solution de LiBr (12,45 mol/l ou 52 % wt), Li_2MoO_4 (0,02 mol/l) et LiOH (0,15 mol/l).

3.2 ANALYSE THERMODYNAMIQUE DU CYCLE

Les conditions d'opération du cycle de base sont calculées dans cette section. Les données d'entrée utilisées pour déterminer ces conditions ne proviennent que partiellement de l'utilisation cible identifiée dans la section 2.3. Les autres données ont été choisies de façon à accroître la flexibilité du système ou à le rendre plus conforme à certains standards de conception. Les explications pertinentes relatives au choix des données d'entrée sont fournies au fur et à mesure que ces données interviennent dans les calculs.

Une fois les conditions d'opération connues, le coefficient de performance du cycle, les puissances thermiques et l'efficacité des différents échangeurs ont été calculés. Les résultats apparaissent dans deux tableaux récapitulatifs en fin de section.

La collaboration de Horacio Perez-Blanco fut des plus précieuses pour l'accomplissement de cette tâche. Maintenant professeur de génie mécanique à la Pennsylvania State University, il a occupé durant de nombreuses années un poste de chercheur senior dans le domaine des pompes à chaleur à absorption à l'Oak Ridge National Laboratory. Son curriculum vitae est d'ailleurs joint en annexe. Sa longue expérience dans le domaine garantit donc que le concept retenu est celui d'un transformateur réaliste et conforme aux besoins du LRDE.

Les états du cycle ont été numérotés comme c'est illustré sur la figure 3.2.

Le travail des pompes étant négligeable, on le suppose nul pour simplifier le calcul. De plus, on estime que la soupape de détente permet une détente adiabatique. Finalement, on fait l'hypothèse pour la première approche que les états à la sortie du condenseur, de l'évaporateur, de l'absorbeur et du générateur se trouvent à l'équilibre.

La température des fluides de chauffe à l'entrée du générateur (t_{ug}) et de l'évaporateur (t_{ue}) est tirée directement de l'utilisation cible identifiée en 2.3, soit 95 °C, qui correspond à la température de l'effluent thermique résiduaire. La température de la solution à la sortie du générateur (t_4) est fixée à 90 °C, soit 5 °C de moins que la température d'entrée du fluide de chauffe. Il s'agit d'un écart raisonnable auquel on peut s'attendre dans une application industrielle.

La température de condensation (t_{uc}) a été fixée à 34,8 °C. On suppose que la température d'arrivée de l'eau de refroidissement (t_{ua}) est de 29,4 °C. Bien que de l'eau de rivière à 20 °C ait été identifiée pour l'utilisation cible, 29,4 °C correspond à la température nominale établie par l'ASHRAE pour l'eau à la sortie d'une tour de refroidissement. L'utilisation de cette condition standard renforce la polyvalence du concept retenu. La température de condensation est donc de 5,4 °C supérieure à la température d'entrée du circuit de refroidissement, un écart raisonnable.

Transformateur de chaleur

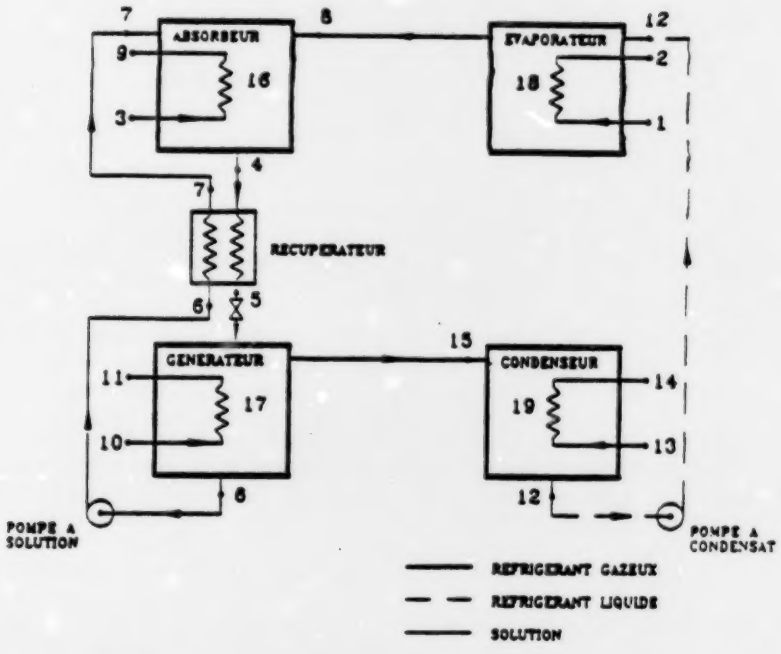


Figure 3.2

Les concentrations des solutions riche et pauvre doivent aussi être préalablement choisies. Pour ce faire, les facteurs suivants doivent être considérés :

- un grand écart de concentration tend à réduire le débit de solution circulant entre le générateur et l'absorbeur;
- la concentration maximale permise de bromure de lithium est de 65% sans quoi il y a risque de cristallisation;
- la température de la chaleur recyclée atteinte à la sortie de l'absorbeur (t_9) augmente avec la concentration de la solution pauvre;
- pour une température de chaleur résiduaire donnée, la température de condensation diminue lorsque la concentration de la solution pauvre augmente.

L'interaction entre les concentrations et les températures d'opération devient plus apparente sur un diagramme de l'enthalpie en fonction de la concentration et de la température de saturation. Les différents états d'équilibre sont indiqués sur le diagramme illustré sur la figure 3.3 (17). Comme on peut le voir, la température de condensation de 34,8 °C (t_2) dans le condenseur et la température de saturation de 85 °C (t_8) dans le générateur fixent la concentration de la solution pauvre à 62,3%.

La température d'évaporation a ensuite été fixée à 83,5 °C (t_9). Cela correspond à la température de la chaleur résiduaire (t_1) moins 11,5 °C, soit un écart réaliste pour un évaporateur. Il ne reste plus qu'à déterminer la concentration de la solution riche pour être en mesure de calculer toutes les autres conditions à l'intérieur du cycle. Tel que cité précédemment, l'écart de concentration le plus grand possible, entre solution riche et pauvre est souhaitable, jusqu'à un maximum d'environ 5% (18). La concentration a donc été fixée à 47,5% et compte tenu de la température d'évaporation (t_9) de 83,5%, une température de 130 °C est obtenue à la sortie de l'absorbeur (t_4).

On dispose maintenant de toutes les données nécessaires pour compléter le calcul de tous les états du cycle. Les équations utilisées pour chacune des composantes, adaptées de Grossman et Michelson (19), sont données dans cette section alors que les calculs proprement dits apparaissent en annexe. Les résultats sont donnés dans les tableaux récapitulatifs 3.1 et 3.2. Le coefficient de performance du cycle est de 0,479.

Absorbeur

- Conservation de l'énergie :
  $Q_A = \dot{m}_7 h_7 + \dot{m}_9 h_9 - \dot{m}_4 h_4 = \dot{m}_3 (h_9 - h_3)$
- Conservation de la masse totale :
  $\dot{m}_4 = \dot{m}_7 + \dot{m}_9$
- Conservation de l'absorbant :
  $x_4 \dot{m}_4 = x_7 \dot{m}_7$
- Transfert de chaleur :

$$Q_A = UA_A \left[\frac{(t_{1e} - t_9) - (t_4 - t_3)}{\ln\left(\frac{t_{1e} - t_9}{t_4 - t_3}\right)} \right]$$

- Équilibre thermodynamique :

  Le liquide à l'état 4 est en équilibre à la pression de la vapeur à l'état 8 :

  $f(P_8, x_4, t_4) = 0$

Diagramme Temperature – Concentration de la solution $H_2O/LiBr$

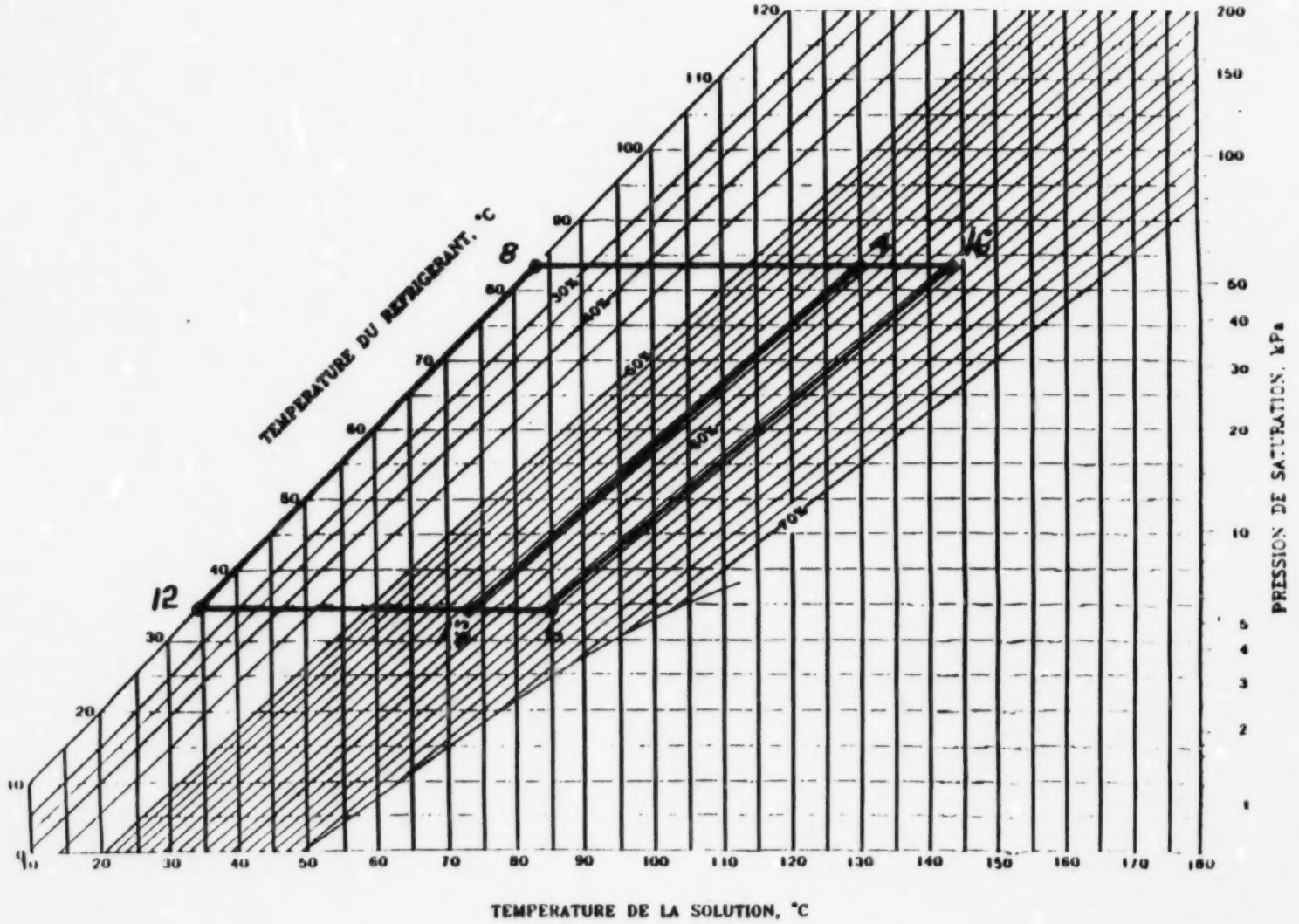


Figure 3.3

L'absorption adiabatique de la vapeur à l'état 8 par le liquide à l'état 7 mène à l'équilibre à l'état 4 :

$$f(t_7,\ P_8,\ x_7,\ x_4,\ t_{16}) = 0$$

Générateur

- Conservation de l'énergie :

$$Q_G = \dot{m}_8 h_8 + \dot{m}_{15} h_{15} - \dot{m}_5 h_5 = \dot{m}_{10}\ (h_{10} - h_{11})$$

- Conservation de la masse totale :

$$\dot{m}_5 + \dot{m}_{15} = \dot{m}_8$$

- Conservation de l'absorbant :

$$x_5 \dot{m}_5 = x_8 \dot{m}_8$$

- Transfert de chaleur :

$$Q_G = UA_G \left[\frac{(t_{11} - t_{17}) - (t_{10} - t_8)}{\ln\left(\frac{t_{11} - t_{17}}{t_{10} - t_8}\right)} \right]$$

- Équilibre thermodynamique :

La vapeur à l'état 15 est en équilibre avec le liquide à l'état 6 :

$$f(P_{15},\ x_6,\ t_6) = 0$$

La génération adiabatique de vapeur à l'état 15 par le liquide à l'état 5 mène à l'équilibre à l'état 17 :

$$f(t_5,\ P_{15},\ x_5,\ x_8,\ t_{17}) = 0$$

Condenseur

- Conservation de l'énergie :

$$Q_C = \dot{m}_{15}(h_{15} - h_{12}) = \dot{m}_{13}\ (h_{14} - h_{13})$$

- Transfert de chaleur :

$$Q_C = UA_C \left[\frac{(t_{12} - t_{13}) - (t_{15} - t_{14})}{\ln\left(\frac{t_{12} - t_{13}}{t_{15} - t_{14}}\right)} \right]$$

Résultats des calculs thermodynamiques

ÉTATS #	TEMPÉRATURE °C	DÉBIT kg/s	PRESSION kPa	CONCENTRATION % poids LiBr	ENTHALPIE kJ/kg	FLUIDE
1	95,0	3,9	-	-	-	Fluide organique synthétique
2	90,0	3,9	-	-	-	Fluide organique synthétique
3	95,0	0,42	-	-	-	Fluide organique synthétique
4	130,0	0,169	54,3	57,5	283,5	Solution saturée
5	99,2	0,169	54,3	57,5	222.3	Solution surchauffée
6	85,0	0,156	5,73/54,3	62,3	211,6	Solution saturée
7	121,0	0,156	54,3	62,3	278,5	Solution sous-refroidie
8	83,5	0,013	54,3	0,0	2651,0	Vapeur saturée
9	138,0	0,42	-	-	-	Fluide organique synthétique
10	95,0	3,8	-	-	-	Fluide organique synthétique
11	90,0	3,8	-	-	-	Fluide organique synthétique
12	34,8	0,013	5,58/54,5	0,0	145,0	Eau liquide
13	29,4	5,0	-	-	-	Eau liquide
14	31,0	5,0	-	-	-	Eau liquide
15	83,5	0,013	5,73	0,0	2660,1	Vapeur surchauffée
16	140,0	0,158	54,3	61,5	310,0	Solution saturée
17	76,0	0,166	5,73	58,5	175,0	Solution saturée
18	83,5	0,013	54,5	0,0	349,9	Eau saturée
19	34,8	0,013	5,58	0,0	2567,0	Vapeur saturée

Tableau 3.3

3.3 SPÉCIFICATIONS DES COMPOSANTES ET DE L'INSTRUMENTATION

Les composantes spécifiées dans cette section sont l'évaporateur, le condenseur, l'absorbeur, le générateur, le récupérateur, le système de purge, les pompes, la soupape de détente et les réservoirs de récupération. L'instrumentation nécessaire est également brièvement décrite. M. Perez-Blanco a contribué à la préparation des spécifications.

Les spécifications des 5 échangeurs de chaleur comprennent les conditions d'opération, la charge thermique, les dimensions et la géométrie, les matériaux et une série de commentaires relatifs à la fabrication et à l'assemblage des échangeurs.

Seules les composantes du transformateur de chaleur proprement dit sont spécifiées. Les boucles de circulation, appelées circuits auxiliaires, ne font pas partie intégrante de la machine et leur conception n'est donc pas incluse dans le présent rapport.

Les dimensions hors tout du prototype sont estimées à 4,6 m x 1,6 m x 3,0 m. Le prototype est dessiné sur les figures 3.4 et 3.5.

Transformateur de chaleur
Vue de face

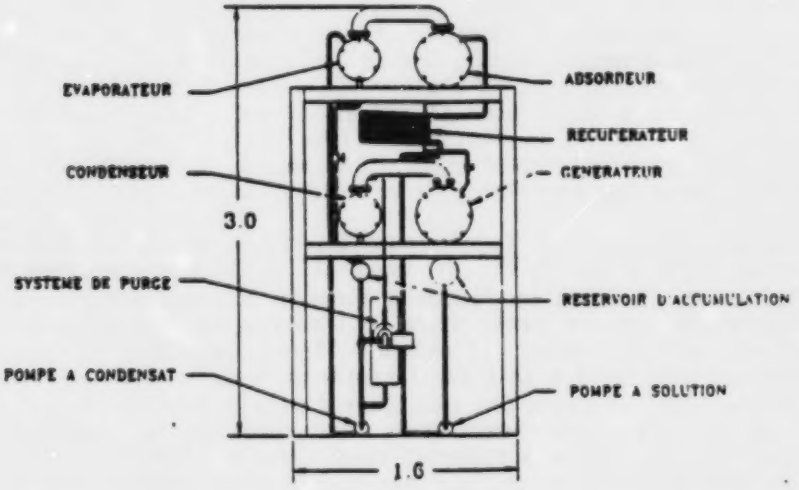


Figure 3.4

Transformateur de chaleur
Vue de côté

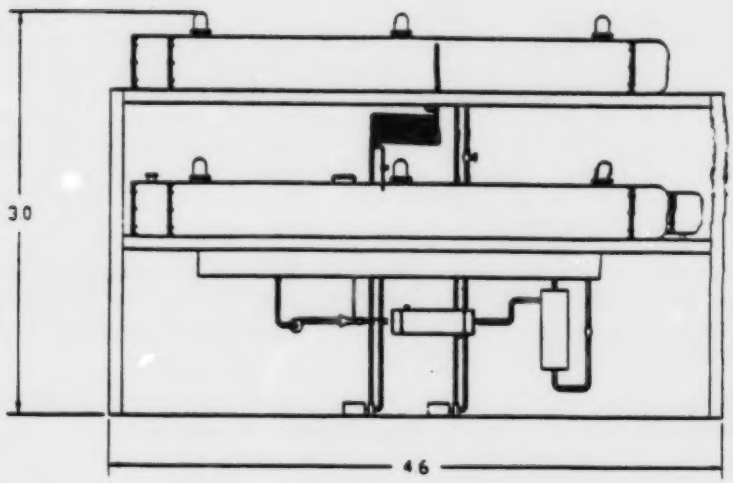


Figure 3.5

Ces circuits sont représentés schématiquement sur la figure 3.6. Ils simulent les flux entrants et sortants du procédé auquel le transformateur de chaleur est intégré. Ainsi, les circuits desservant le générateur et l'évaporateur transportent la chaleur résiduaire à récupérer. Il s'agit d'eau contaminée à 95 °C pour le procédé cible. Le circuit desservant l'absorbeur transporte le fluide que l'on désire chauffer, soit de la liqueur noire pour le procédé cible. Finalement, la boucle parcourant le condenseur constitue le circuit de refroidissement.

Comme c'est illustré sur la figure 3.6, les circuits auxiliaires sont conçus de façon à ce qu'il soit possible d'ajuster indépendamment la température et le débit du fluide à l'entrée des échangeurs. La seule contrainte est que la température à l'entrée de l'évaporateur et du générateur soit la même. C'est d'ailleurs le cas pour toutes les applications puisqu'il s'agit de la température de la chaleur résiduaire, soit 95 °C. Dans le cadre des campagnes d'essais à venir, il est certain que l'on variera cette température pour étudier le comportement du prototype lorsque soumis à diverses conditions d'opération. On anticipe donc des températures de chaleur résiduaire supérieure à 100 °C. Cela pourrait devenir un problème si on utilisait de l'eau dans ces circuits. Il faudrait alors soit pressuriser le circuit, soit accepter l'apparition d'une phase vapeur.

SCHEMA DES CIRCUITS PRIMAIRES ET AUXILIAIRES

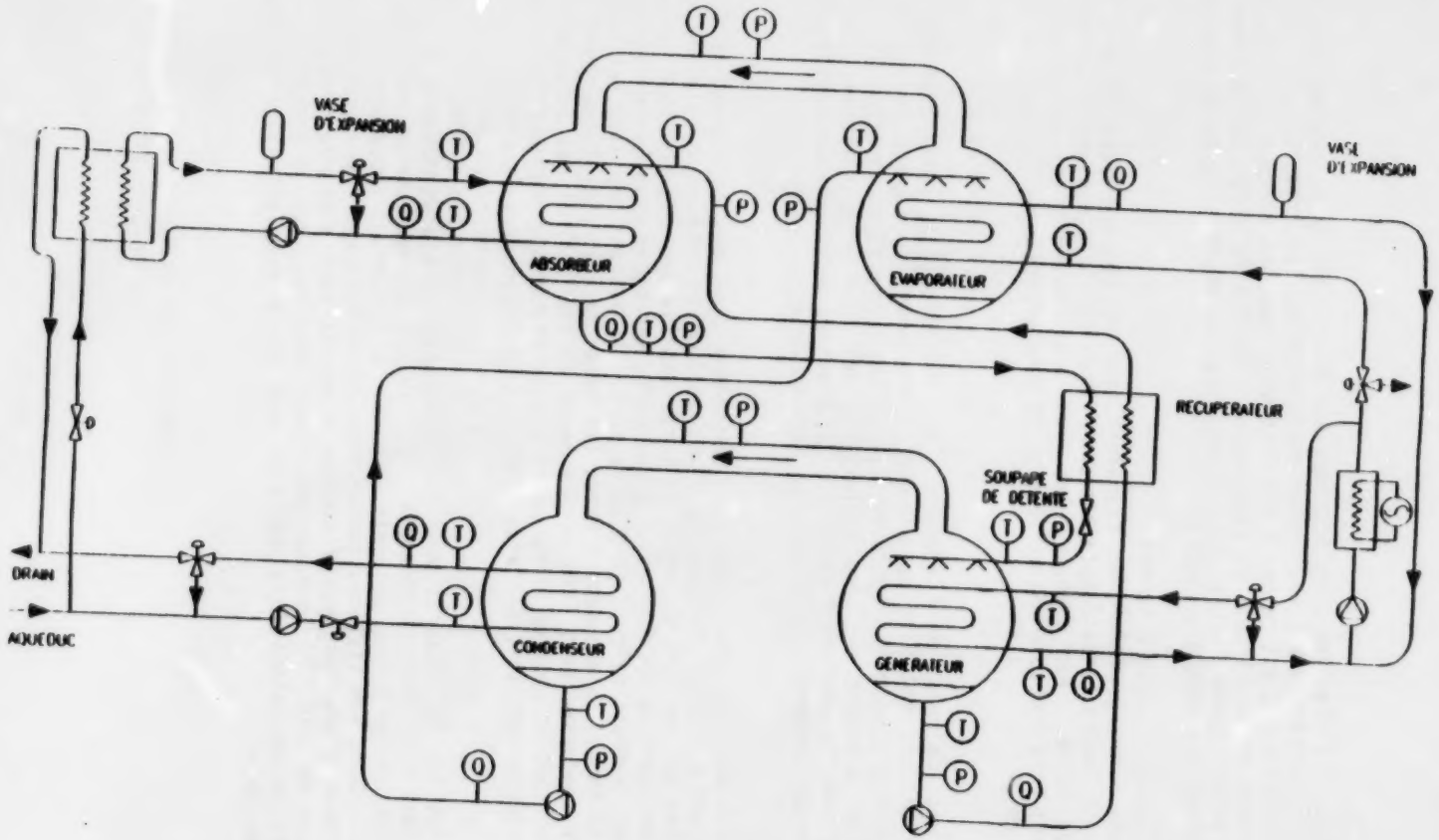


Figure 3.6

Une façon d'éviter ces complications est d'utiliser un fluide caloporteur ayant une température d'ébullition supérieure aux températures prévisibles lors d'essais. C'est ce qui a été fait pour tous les circuits auxiliaires à l'exception du circuit du condenseur. Le fluide organique Dowtherm G a été retenu comme fluide caloporteur. Les caractéristiques du Dowtherm G sont données dans l'annexe E.

Advenant l'intégration d'un transformateur de chaleur dans le procédé cible, il faudra tenir compte des propriétés de l'eau contaminée et de la liqueur noire. Par exemple, les taux d'encrassement et de corrosion seraient très probablement différents de ceux associés au fluide organique Dowtherm G.

Lors des calculs sur lesquels les spécifications des composantes s'appuient, il est vite apparu que le rendement de la machine ne sera optimal que pour un ensemble de conditions d'opération donné. Il faut savoir qu'à mesure que l'on s'éloignera des conditions ayant servi à la conception, le rendement chutera. En d'autres mots, chaque application différente commande une conception particulière.

L'évaporateur, le générateur et l'absorbeur sont des échangeurs à film ruisselant sur tubes horizontaux. La distribution uniforme du liquide sur les tubes qui se fait au moyen de tubes capillaires est critique au bon fonctionnement de l'échangeur. D'une part, les tubes capillaires doivent circuler le débit calculé et d'autre part, ils doivent mouiller les tubes convenablement. L'espacement entre les tubes capillaires et leur nombre, tel que spécifié, doit être validé avant la fabrication des échangeurs. Cette validation peut se faire soit à partir de renseignements fournis par le manufacturier, soit à l'aide d'un montage expérimental.

L'utilisation de supports pour les tubes dans les 3 échangeurs à film ruisselant n'est pas recommandée. Le liquide pourrait avoir tendance à ruisseler le long des supports, ce qui pénaliserait le transfert de chaleur. Dans les systèmes commerciaux de grande capacité, les tubes de l'absorbeur d'une longueur d'environ 6 mètres sont supportés. Pour le prototype de LRDE, la longueur des tubes sera deux fois moindre et les supports ne devraient être employés que si le manufacturier les juge indispensables.

3.3.1 Évaporateur

Conditions d'opération :

VARIABLE	UNITÉS	COTÉ CALANDRE	COTÉ TUBES
Fluide	-	Vapeur d'eau	Fluide caloporteur
Débit	kg/s	0,013	3,9
Température entrée	°C	34,8	95,0
Température sortie	°C	83,5	90,0
Pression	kPa	54,5	-
Enthalpie entrée	kJ/kg	145	-
Enthalpie sortie	kJ/kg	2651	-
Chaleur spécifique	kJ/kg/K	-	1,664
Viscosité vapeur	Ns/m²	$9x10^{-6}$	-
Viscosité entrée	Ns/m²	$7,0x10^{-4}$	-
Viscosité liquide	Ns/m²	$3,3x10^{-4}$	0,003
Conductivité thermique	W/m/K	0,692	0,13
Densité vapeur	kg/m³	0,32	-
Densité	kg/m³	970	1040
Facteur d'encrassement	-	$2x10^{-4}$	$2x10^{-4}$
ΔP maximal	kPa	-	70

Charge thermique totale	Q =	32,5 kW
Préchauffage	Q =	2,7 kW
DTML évaporation	Δt =	8,76 °C
DTML préchauffage	Δt =	29,42 °C

Dimensions et géométrie :

Nombre de rangées de tubes :	10
Nombre de tubes par rangée :	6
Diamètre intérieur des tubes :	0,0109 m
Diamètre extérieur des tubes :	0,0127 m
Longueur totale des tubes :	3,75 m
Longueur utile des tubes :	3,25 m
Espacement horizontal :	0,0159 m
Espacement vertical :	0,006 m
Arrangement :	carré
Nombre de passes :	5
Diamètre de la calandre :	0,3 m

Matériaux :

Tubes : cuivre UNS # C12000
Calandre : acier au carbone

Commentaires :

L'évaporateur est un échangeur de chaleur à parois tubulaires fixes de type TEMA AEM.

La vapeur doit s'écouler vers le haut.

Un ou plusieurs drains doivent être installés pour ramener l'excès de réfrigérant au réservoir d'accumulation du condenseur.

La distribution du liquide peut se faire avec des capillaires. Il serait également possible de recirculer le réfrigérant avec une pompe et de le distribuer avec des atomiseurs commerciaux.

Les tests d'acceptation devraient inclure un test de performance et un test de fuite sous vide avec de l'hélium et un spectromètre de masse si possible.

Le soudage des tubes aux parois tubulaires est recommandé.

La surface des tubes doit être nettoyée et traitée pour en augmenter le mouillage. L'abrasion des surfaces peut se faire soit par sablage, par attaque à l'acide ou par traitement thermique à haute température.

Des éliminateurs de liquide peuvent être placés à l'entrée des conduites de raccordement si l'on observe un entraînement de liquide.

3.3.2 Condenseur

Conditions d'opération :

VARIABLE	UNITÉS	COTÉ CALANDRE	COTÉ TUBES
Fluide	-	Vapeur d'eau	Eau de refroidis.
Débit	kg/s	0,013	5,0
Température entrée	°C	83,5	29,4
Température sortie	°C	34,8	31,0
Pression	kPa	5,58	-
Enthalpie entrée	kJ/kg	2648	-
Enthalpie sortie	kJ/kg	145	-
Chaleur spécifique	kJ/kg/K	-	4,19
Viscosité vapeur	Ns/m^2	$9x10^{-6}$	-
Viscosité liquide	Ns/m^2	$8,5x10^{-4}$	$7,8x10^{-4}$
Conductivité thermique	W/m/K	0,64	0,62
Densité vapeur	kg/m^3	0,025	-
Densité	kg/m^3	993	995
Facteur d'encrassement	-	$1x10^{-4}$	$2x10^{-4}$
ΔP maximal	kPa	-	70

Charge thermique totale $Q = 32,6$ kW
DTML $\Delta t = 4,58$ °C

Dimensions et géométrie :

Nombre de rangées de tubes :	6
Nombre de tubes par rangée :	8
Diamètre intérieur des tubes :	0,0109 m
Diamètre extérieur des tubes :	0,0127 m
Longueur totale des tubes :	4 m
Longueur utile des tubes :	3,5 m
Espacement horizontal :	0,019 m
Arrangement :	triangulaire, 60°
Nombre de passes :	1
Diamètre de la calandre :	0,30 m
Pas du ruban hélicoïdal :	0,016

Matériaux :

Tubes : cuivre UNS # C12000
Calandre : acier au carbone

Commentaires :

Un ruban hélicoïdal est inséré dans les tubes pour donner une vitesse tangentielle à l'écoulement.

Le condenseur est un échangeur de chaleur à parois tubulaires fixes de type TEMA AEM.

Il est recommandé de soutenir les tubes à mi-longueur.

La vapeur doit s'écouler vers le bas.

Le système de drainage du condenseur doit être suffisant pour éviter de noyer les tubes. On recommande l'installation d'un réservoir d'accumulation sous le condenseur. Le réservoir a un diamètre de 0,070 m et une longueur de 2 m.

Les tests d'acceptation devraient inclure un test de performance et un test de fuite sous vide avec de l'hélium et un spectromètre de masse, si possible.

Le soudage des tubes aux parois tubulaires est recommandé.

Le condenseur doit être équipé d'une purge.

La surface d'échange a été calculée en incluant un facteur de sécurité pour palier à la présence de gaz non-condensables et pour minimiser la pression du condenseur nécessaire à l'élimination des non-condensables.

La surface des tubes doit être nettoyée avant l'assemblage.

3.3.3 Absorbeur

Conditions d'opération :

VARIABLE	UNITÉS	COTÉ CALANDRE	COTÉ TUBES
Fluide	-	Vapeur d'eau	Fluide caloporteur
Débit vapeur	kg/s	0,013	-
Débit solution	kg/s	0,156	0,421
Température entrée	°C	121,0	95,0
Température maximale	°C	140,0	-
Température sortie	°C	130,0	138
Concentration entrée	%	62,3	-
Concentration sortie	%	57,5	-
Pression	kPa	54,3	-
Enthalpie vapeur	kJ/kg	2651	-
Enthalpie entrée	kJ/kg	278,5	-
Enthalpie sortie	kJ/kg	283,5	-
Chaleur spécifique	kJ/kg/K	1,92	1,7
Viscosité vapeur	Ns/m^2	$9x10^{-6}$	-
Viscosité liquide	Ns/m^2	0,009	0,002
Conductivité thermique	W/m/K	0,4	0,13
Densité vapeur	kg/m^3	0,354	-
Densité	kg/m^3	1710	1020
Facteur d'encrassement	-	$2x10^{-4}$	$2x10^{-4}$
ΔP maximal	kPa	-	80

Charge thermique totale : $Q = 30,0$ kW
Débit de vapeur absorbée adiabatiquement : $\dot{m} = 0,002$ kg/s
DTML : $\Delta t = 11,53$ °C

Dimensions et géométrie :

Nombre de rangées de tubes :	11
Nombre de tubes par rangée :	8
Diamètre intérieur des tubes :	0,0172 m
Diamètre extérieur des tubes :	0,0190 m
Diamètre des inserts :	0,0142 m
Longueur totale des tubes :	3,75 m
Longueur utile des tubes :	3,25 m

Espacement horizontal :	0,030 m
Espacement vertical :	0,028 m
Espacement des encoches :	0,007 m
Arrangement :	carré
Nombre de passes :	11
Nombre de rangées adiabatiques :	2
Espacement des capillaires :	0,007 m
Diamètre de la calandre :	0,4 m

Matériaux :

Tubes : Cupronickel 70-30 UNS # C71500
Calandre : acier au carbone

Commentaires :

L'absorbeur est un échangeur de chaleur à parois tubulaires fixes de type TEMA AEM.

Des tiges d'insertion sont placées à l'intérieur des tubes pour en diminuer la section.

Un ou plusieurs drains doivent être installés pour éviter que la solution ne noie l'absorbeur. L'installation d'un réservoir d'accumulation sous l'absorbeur est recommandée.

La distribution de la solution au moyen de tubes capillaires est recommandée. Il sera nécessaire de caractériser le système de distribution avant l'installation.

Les tests d'acceptation doivent inclure un test de performance et un test de fuite sous vide avec de l'hélium et un spectromètre de masse si possible.

Le soudage des tubes aux parois tubulaires est recommandé.

L'installation de hublots de 3 à 6 cm de diamètre est recommandée. Trois hublots classés à 500 kPa et 150 °C devraient être installés le long de la ligne de distribution de la solution. Les hublots doivent être chauffés durant le fonctionnement du transformateur de chaleur au-dessus de la température du point de rosée pour éviter la condensation. On peut utiliser un radiateur à convection pour ce faire.

On doit isoler la calandre et les hublots de l'absorbeur pour éviter la condensation sur les parois lorsque l'absorbeur fonctionne en régime stabilisé.

La surface des tubes doit être traitée de la même façon que celle de l'évaporateur.

3.3.4 Générateur

Conditions d'opération :

VARIABLE	UNITÉS	COTÉ CALANDRE	COTÉ TUBES
Fluide	-	Vapeur d'eau et solution	Fluide caloporteur
Débit vapeur	kg/s	0,013	-
Débit solution	kg/s	0,169	3,8
Température entrée	°C	99,2	95,0
Température désorption	°C	76,0	-
Température sortie	°C	85,0	90,0
Concentration entrée	%	57,5	-
Concentration sortie	%	62,3	-
Pression	kPa	5,73	-
Enthalpie vapeur	kJ/kg	2660	-
Enthalpie entrée	kJ/kg	222,3	-
Enthalpie sortie	kJ/kg	211,6	-
Chaleur spécifique	kJ/kg/K	1,92	1,6
Viscosité vapeur	Ns/m^2	$1.1x10^{-5}$	-
Viscosité	Ns/m^2	0,018	0,003
Conductivité thermique	W/m/K	0,387	0,13
Densité vapeur	kg/m^3	0,03	-
Densité	kg/m^3	1710	1040
Facteur d'encrassement	-	$2x10^{-4}$	$1,5x10^{-4}$
ΔP maximal	-	-	70

Charge thermique totale : $\dot{Q}$ = 30,1 kW
Débit de vapeur désorbée adiabatiquement : $\dot{m}$ = 0,003 kg/s
DTML : Δt = 11,9 °C

Dimensions et géométrie :

Nombre de rangées de tubes :	16
Nombre de tubes par rangée :	8
Diamètre intérieur des tubes :	0,0109 m
Diamètre extérieur des tubes :	0,0127 m
Longueur totale des tubes :	3,75 m
Longueur utile des tubes :	3,25 m
Espacement horizontal :	0,030 m
Espacement vertical :	0,022 m
Espacement des encoches :	0,008 m
Arrangement :	carré
Nombre de passes :	4
Nombre de rangées adiabatiques :	2
Espacement des capillaires :	0,015 m
Diamètre de la calandre :	0,4 m

Matériaux :

Tubes : cupronickel 70-30 UNS # C71500
Calandre : acier au carbone
Conductivité thermique du CuNi : 38 W/m/K

Commentaires :

Le générateur est un échangeur de chaleur à parois tubulaires de type TEMA AEM.

La distribution de la solution au moyen de tubes capillaires est recommandée. Il sera nécessaire de caractériser le système de distribution avant l'installation.

Les tests d'acceptation doivent inclure un test de performance et un test de fuite sous vide avec de l'hélium et un spectromètre de masse, si possible.

Le soudage des tubes aux parois tubulaires est recommandé.

L'installation de hublots de 3 à 6 cm de diamètre est recommandée. Trois hublots classés à 500 kPa et 150 °C devraient être installés le long de la ligne de distribution de la solution. Les hublots doivent être chauffés durant le fonctionnement du transformateur de chaleur au-dessus de la température du point de rosée pour éviter la condensation. On peut utiliser un radiateur à convection pour ce faire.

On doit isoler la calandre et les hublots de l'absorbeur pour éviter la condensation sur les parois lorsque l'absorbeur fonctionne en régime stabilisé.

La surface des tubes doit être traitée de la même façon que celle de l'évaporateur.

Des éliminateurs de liquide peuvent être placés à l'entrée des conduites de raccordement si l'on observe un entrainement de liquide.

3.3.5 Récupérateur

Conditions d'opération :

VARIABLE	UNITÉS	COTÉ ANNULAIRE	COTÉ TUBES
Fluide	-	Solution	Solution
Débit	kg/s	0,169	0,156
Température entrée	°C	130,0	85,0

Température sortie	°C	99,2	121.0
Concentration	%	57,5	62,3
Pression	kPa	54,3	60,0
Chaleur spécifique	kJ/kg/K	1,98	1,88
Viscosité	Ns/m²	0,0015	0,0016
Conductivité thermique	W/m/K	0,48	0,46
Densité	kg/m³	1600	1720
Facteur d'encrassement	-	$1x10^{-4}$	$1x10^{-4}$
ΔP maximal	kPa	45	70

Charge thermique totale Q = 10,5 kW
DTML Δt = 11,3 °C

Dimensions et géométrie :

Diamètre intérieur petit tube :	0,0066 m
Diamètre extérieur petit tube :	0,012 m
Diamètre intérieur gros tube :	0,0172 m
Diamètre extérieur gros tube :	0,0190 m
Longueur utile des tubes :	18 m
Diamètre du serpentin :	0,5 m
Nombre de tours :	11,5
Pas de l'espaceur :	0,114 m

Matériaux :

Petit tube : cupronickel 70-30 UNS # C71500
Gros tube : cupronickel 70-30 UNS # C71500
Conductivité thermique du CuNi : 38 W/m/K

Commentaires :

Le récupérateur est un échangeur coaxial avec un espaceur hélicoidal.

Les tests d'acceptation doivent inclure un test de performance et un test de fuite sous vide avec de l'hélium et un spectromètre de masse, si possible.

Les chambres d'entrée et de sortie devraient être soudées.

La performance thermique de l'échangeur sera selon toute vraisemblance supérieure de 10 à 20% à la performance calculée à cause de l'enroulement de l'échangeur.

Il est recommandé d'utiliser un espaceur pour contrôler le jeu entre les tubes. Le pas de l'hélice doit être d'au moins 6 diamètres pour ne pas entraîner de pertes de pression excessives.

3.3.6 Système de purge

Le système de purge est schématisé sur la figure 3.7. Il comporte les éléments suivants : une pompe, une soupape de régulation de pression, un éjecteur de gaz, un échangeur de chaleur, un séparateur gaz/liquide et une soupape d'évacuation manuelle.

Le système de purge est nécessaire pour évacuer les gaz non-condensables qui se forment dans le système et s'accumulent dans le condenseur. Ces gaz s'infiltrent dans le système à un rythme qui dépend de l'étanchéité des composantes et de l'assemblage. Leur accumulation dans le condenseur y augmente la pression et en réduit l'efficacité. Il convient donc de prévoir un système pour s'en débarrasser.

Tel qu'illustré sur la figure 3.7, un mélange de vapeur d'eau et de gaz non-condensable est aspiré par l'éjecteur de gaz. Celui-ci est entraîné par la circulation d'eau, venant du réservoir d'accumulation du condenseur, dans un circuit fermé. La vapeur d'eau contenue dans le mélange est ensuite condensée dans un échangeur coaxial. Comme son nom l'indique, le séparateur gaz/liquide qui suit sert à séparer les gaz non-condensables de l'eau. Les gaz non-condensables s'accumulent dans le séparateur alors que l'eau est retournée au réservoir d'accumulation. Un indicateur de niveau relié au séparateur permet de voir le niveau de gaz accumulé. Lorsque le seuil nominal est atteint, on libère les gaz à travers la soupape d'évacuation.

Système de purge

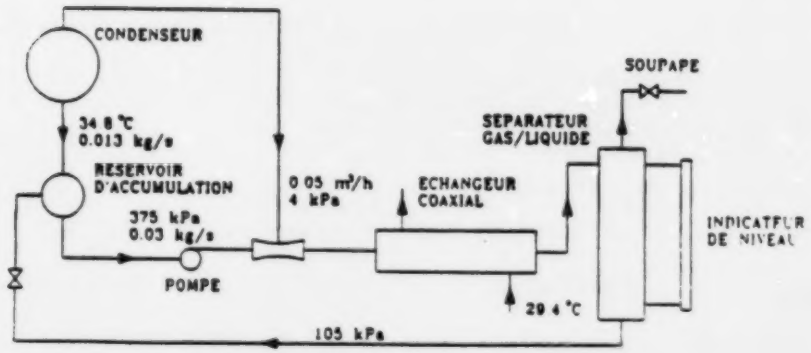


Figure 3.7

La pompe doit rencontrer les spécifications fonctionnelles suivantes:

- type : centrifuge
- débit : 0,03 kg/s d'eau
- ΔP : 5,6 à 375 kPa.

La soupape de régulation de pression doit rencontrer les spécifications fonctionnelles suivantes :

- débit : 0,03 kg/s d'eau
- ΔP : 105,0 à 5,6 kPa.

L'éjecteur de gaz doit rencontrer les spécifications fonctionnelles suivantes:

- débit de liquide : 0,03 kg/s
- débit de vapeur : 0,05 m^3/h
- pression d'entrée du liquide : 375 kPa
- pression d'entrée de la vapeur : 4 kPa
- pression de sortie : 105 kPa

L'échangeur de chaleur a les spécifications suivantes :

- type : tubes coaxiaux, à contre-courant
- longueur : 0,70 m
- diamètre intérieur du tube interne : 0,0066 m
- diamètre extérieur du tube interne : 0,0120 m
- diamètre intérieur du tube externe : 0,0172 m
- diamètre extérieur du tube externe : 0,0190 m
- matériaux : cuivre UNS # C12000

Le séparateur a les spécifications suivantes :

- type : cylindrique avec plateaux
- hauteur : 0,70 m
- diamètre : 0,05 m

Le séparateur doit être équipé d'un indicateur de niveau de verre testé sous vide.

3.3.7 Pompes

Le transformateur de chaleur comporte une pompe pour faire circuler la solution de LiBr et une pompe pour le réfrigérant.

La pompe à solution doit rencontrer les spécifications fonctionnelles suivantes :

- type : centrifuge hermétique
- débit : 0,156 kg/s de $LiBr/H_2O$
- ΔP : de 5,6 à 54 KPa

La pompe à condensat doit rencontrer les spécifications fonctionnelles suivantes:

- type : centrifuge hermétique
- débit : 0,013 kg/s d'eau
- ΔP : de 5,6 à 54 kPa

Étant donné les basses pressions d'opération et pour éviter la cavitation, il est recommandé d'installer les pompes au plus bas niveau possible de la machine. Idéalement, les pompes devraient bénéficier d'une colonne de liquide de plus de 1 mètre.

3.3.8 Soupape de détente

La soupape de détente se trouve sur la ligne entre le récupérateur et le générateur. Elle doit rencontrer les spécifications fonctionnelles suivantes:

- débit : 0,169 kg/s
- pression : 35 à 5,6 kPa

3.3.9 Réservoirs d'accumulation

Le transformateur de chaleur comporte deux réservoirs d'accumulation. Il y en a un qui se trouve sous l'absorbeur et l'autre est installé sous le condenseur. Ces réservoirs doivent pouvoir contenir en totalité la solution de bromure de lithium et le réfrigérant respectivement.

Le réservoir de l'absorbeur doit donc avoir une capacité de 120 litres. Il a une forme cylindrique de 3 m de longueur et de 20 cm de diamètre.

Les deux réservoirs sont faits d'acier au carbone.

Le réservoir du condenseur doit avoir une capacité de 40 litres. Il a une forme cylindrique de 3 m de longueur et de 13 cm de diamètre.

3.3.10 Instrumentation

Les mesures de température, de pression et de débit seront prises aux endroits identifiés sur la figure 3.6. Ces endroits ont été choisis de façon à ce qu'il soit possible de calculer la charge thermique des 5 échangeurs à partir de deux ensembles de données pour chacun. Ainsi, pour chaque échangeur, on peut confronter le bilan de chaleur et le bilan de masse calculés pour le circuit primaire et pour le circuit auxiliaire.

Les mesures de température et de pression ne posent pas de problèmes particuliers. Par contre, la mesure des débits demeure problématique pour les sytèmes à absorption. Il est nécessaire de connaître précisément le débit massique de la solution pour être en mesure de calculer le bilan de masse. Le calcul du débit massique à partir du débit volumique entraine une erreur considérable. Il y a d'abord l'erreur sur la mesure de débit, puis l'erreur sur le calcul de la densité, qui est elle-même calculée à partir des mesures de température et de concentration. Bref, il est préférable de mesurer le débit massique directement si l'on veut bien maîtriser les conditions d'opération.

Le choix d'un débitmètre est donc un compromis entre la précision désirée, le budget alloué et la facilité de mise en oeuvre. Dépendamment de la précision désirée, trois niveaux de qualité pour la mesure des débits sont envisageables :

A) Solution à faible coût :

Il s'agit d'installer un rotamètre sur les deux conduites reliant l'absorbeur au générateur. Couplé à des mesures de concentration, cet arrangement donne une grossière estimation du débit massique (environ ± 4%).

B) Solution intermédiaire :

Il s'agit d'installer un débitmètre électromagnétique sur les conduites véhiculant les solutions. Cette méthode donne une estimation raisonnable (environ ± 0,5%) du débit massique sans avoir recours aux mesures de concentration. L'utilisation de ce type de débitmètre entraine des chutes de pression modérées.

C) Solution à coût élevé :

Il s'agit d'installer un débitmètre à effet coriolis sur les conduites de solution. Cette solution donne une mesure précise (environ ± 0,2%) du débit massique sans avoir recours aux mesures de concentration. L'utilisation de ce type de débitmètre entraîne toutefois des chutes de pression importantes et nécessite l'incorporation d'une pompe pour les surmonter.

La façon de faire la plus appropriée pour le transformateur de chaleur est d'abord d'opter pour la solution A pour le démarrage et une fois que la gamme des conditions d'opération est bien déterminée, y aller avec la solution B ou C.

La concentration se mesure au moyen d'un réfractomètre. L'indice de réfraction de la solution et la température sont fonctions de la concentration. Il n'est pas possible d'utiliser le réfractomètre en continu et cette mesure devra donc se faire à partir d'échantillons.

Naturellement, la mesure des débits de réfrigérant est beaucoup plus simple puisqu'il s'agit d'une substance pure.

3.4 ESTIMATION DES COÛTS

Dans cette section, une estimation du coût de fabrication du transformateur de chaleur est faite. On estime d'abord le coût des quatre échangeurs principaux de type tubes et calandre. Le coût de fabrication du récupérateur et du système de purge ainsi que les coûts d'achats des pompes, des contrôles et de l'instrumentation sont ensuite évalués. En dernier lieu, les coûts associés à la main-d'oeuvre et aux matériaux requis pour assembler les composantes sont évalués. Le coût total estimé du transformateur de chaleur est obtenu par l'addition de tous les autres coûts.

L'estimation des coûts des échangeurs de type tubes et calandre est basée sur la méthode publiée par G.P. Purohit (20). Cette méthode permet de déterminer le prix de vente par le manufacturier d'un échangeur de type tubes et calandre. Les coûts calculés par cette méthode ont été compares avec le prix réel de 108 échangeurs achetés aux États-Unis en 1982. L'écart maximal entre le coût réel et le coût estimé n'a en aucun cas dépassé 15%. Les coûts estimés ont été actualisés pour 1991 à raison d'une inflation moyenne de 5% par année. On suppose un taux de change de 1,17$ CAN/US. Puisqu'il s'agit du prix de vente du manufacturier, une marge bénéficiaire est incluse dans le coût suggéré.

Ce coût dépend : de la classification TEMA de l'échangeur (21); du diamètre de la calandre; de la longueur, du diamètre, de la construction, de l'épaisseur, l'espacement et l'arrangement des tubes; du nombre de passes; des pressions d'opération; et des matériaux. On calcule d'abord le coût d'un échangeur de base que l'on corrige pour tenir compte des caractéristiques spécifiques de l'échangeur que l'on veut estimer. Par exemple, le coût de l'évaporateur a été estimé comme suit :

Coût de base, B :

$$B = \left[\frac{6,6}{1 - \exp\left(\frac{7 - D}{27}\right)}\right] .p.f.r.t$$

où D : diamètre intérieur de la calandre;
p : facteur correctif associé au diamètre extérieur, au pas et à l'arrangement des tubes;
f : facteur correctif associé au type TEMA de la chambre avant;
r : facteur correctif associé au type TEMA de la chambre arrière;
t : taux de change $ CAN/US.

D = 12 po, p = 0,59, f = 1,02, r = 0,8, t = 1,17

B = 21,99 $/pi^2 = 236,72 $/m^2.

Les facteurs correctifs sont évalués à partir de tables présentées dans la référence 20.

Correction pour la longueur des tubes :

L'échangeur de base est équipé de tubes de 20 pi. On obtient le facteur de correction suivant pour l'évaporateur :

$$C_L = \left(1 - \frac{L}{20}\right)\left[1,5 - \frac{0,002083\ (D - 12)}{1 - \frac{L}{20}}\right]$$

où L : longueur des tubes;

L = 10,66 pi, D = 12 po,

C_L = 0,70

Correction pour le nombre de passes :

L'échangeur de base a une passe alors que l'évaporateur en compte 5 :

$$C_n = \frac{(N - 1)}{100}$$

où N : nombre de passes

$N = 5$

$C_n = 0,04$

Correction pour le matériau des tubes :

Les tubes de l'échangeur de base sont faits d'acier au carbone alors que les tubes de l'évaporateur sont de cuivre.

$C_m = y(M - 1)$

où y : fraction du coût des matériaux attribuables aux tubes

M : facteur correctif associé au matériau

$y = 0,129$; $M = 4,2$

$C_m = 0,41$

Correction pour l'épaisseur des tubes :

Les tubes de l'échangeur de base ont une épaisseur de 2,1 mm (14 BWG) alors que les tubes de l'évaporateur ont une épaisseur de 0,9 mm (20 BWG).

$C_g = y\ (g-1)$

où g : facteur correctif associé à l'épaisseur des tubes

$y = 0,129$; $g = 0,50$

$C_g = -0,06$

Coût corrigé de l'évaporateur, C_c :

$C_c = B(1 + C_t + C_p + C_m + C_g)A$

où A : surface de l'échangeur

$A = 7,78\ m^2$

$C_c = 3\ 849\ \$$

Inflation

Les coûts estimés par Puhorit datent de 1982. Le coût total est actualisé pour l'année 1991.

$C_a = C_c.(1+ I)^n$

où n = nombre d'années

$I = 0,05$; $n = 9$

$C_a = 5\ 971$ $

Coût du système de distribution :

$C_d = n_d . L_d . B_d$

où : B_d = coût de base du distributeur
L_d = longueur des distributeurs
n_d = nombre de distributeurs

$n_d = 3$; $L_d = 3$ m ; $B_d = 75$ $/m

$C_d = 675$ $

Coût total de l'évaporateur :

$C_t = C_a + C_d$
$C_t = 6\ 646$ $

Les coûts des autres composantes principales, soit le condenseur, l'absorbeur et le générateur ont été estimés suivant la même méthode. On obtient pour :

- le condenseur : 7 095 $
- l'absorbeur : 21 249 $
- le générateur : 29 773 $

Les coûts des composantes secondaires, soit le système de purge, les réservoirs d'accumulation, les pompes et les contrôles sont difficiles à estimer avant d'avoir identifié précisément les composantes qui seront employées. Les coûts qui suivent sont donc basés sur l'expérience. Le coût de l'instrumentation est inclus dans les contrôles. S'il est nécessaire d'acheter un système informatisé d'acquisition de données, il faut prévoir environ 12 000 $ de plus :

récupérateurs : 1 800 $
purge : 2 500 $
réservoirs d'accumulation : 2 000 $
pompes : 2 800 $
contrôles : 8 000 $

Les coûts d'assemblage, divisés en coûts de main-d'oeuvre et de matériaux, présentent les mêmes incertitudes que les coûts des composantes secondaires. On suppose que 160 heures-hommes à 60 $/heures et 5 000 $ seront nécessaires pour la charpente, les soupapes, les brides, les joints d'étanchéité, etc... Les coûts de main-d'oeuvre incluent une somme pour couvrir les tests de fuite à faire sur les échangeurs:

main-d'oeuvre : 9 600 $
composantes mineures : 5 000 $

Le coût estimé des quatre composantes principales comprend la marge bénéficiaire du fabricant alors que cette marge n'est pas incluse dans le coût des composantes secondaires. En supposant une marge bénéficiaire de 15%, le coût estimé de fabrication des quatre composantes principales devient :

$C_p = 0,85\ (6646 + 7095 + 21\ 249 + 29\ 773)$
$C_p = 55\ 049\ \$$

Le coût de fabrication des composantes secondaires est de :

$C_s = 1800 + 2500 + 2000 + 2800 + 8000$
$C_s = 17\ 100\ \$$

Le coût total de fabrication du transformateur de chaleur est estimé à :

$C_T = 55\ 049 + 17\ 100 + 9\ 600 + 5\ 000$
$C_T = 86\ 749\ \$$

À titre d'indication, le coût des matériaux pour un refroidisseur d'eau à absorption de 350 kW varie approximativement de 60 000 $ (22) à 80 000 $ (23). Le coût de 80 000 $ inclut une tour de refroidissement.

4.0 SIMULATION PAR MODÈLE NUMÉRIQUE

Cette section se veut une introduction aux outils de simulation que devra développer le Canada en parallèle avec la continuation de son programme expérimental sur les systèmes à absorption. Le modèle numérique sera en effet un outil de choix lorsque viendra le temps d'étudier différentes configurations et diverses solutions de travail. Il interviendra également dans l'optimisation des performances d'un système existant.

Le type de modèle numérique et les qualités souhaitables de ce modèle sont d'abord présentés. Un court compte rendu sur les modèles documentés est ensuite donné. Finalement, des recommandations quant au futur modèle canadien sont faites.

4.1 SPÉCIFICATIONS DU MODÈLE IDÉAL

Le modèle doit pouvoir fonctionner sur un ordinateur personnel. Ce type d'ordinateur est le plus répandu et les différences de fonctionnement selon les fabricants sont moindres que pour les systèmes centraux. Un modèle limité à fonctionner sur un ordinateur central verrait son accessibilité fortement diminuée. De plus, la puissance de traitement des derniers-nés de la micro-informatique est telle qu'elle permet l'utilisation de puissants algorithmes de calcul numérique.

Le langage de programmation employé pour développer le modèle doit être commun et relativement évolué. Des langages de choix seraient le C, le FORTRAN ou le PASCAL pour n'en nommer que quelques-uns.

L'architecture du programme doit être de type modulaire, chaque module simulant une composante du système. Les propriétés physiques et thermodynamiques des fluides de travail seront également calculées dans des modules distincts. On se retrouve ainsi avec un ensemble de modules pouvant être agencés de quelque façon par un programme principal. On peut donc simuler divers arrangements utilisant des fluides de travail variés.

La simulation des systèmes à absorption peut être statique, par opposition à une simulation dite dynamique. C'est-à-dire que les systèmes simulés seront appelés à opérer en régime continu et des conditions d'opération stables sont anticipées.

La tâche de l'utilisateur doit être simplifiée au maximum. Les données d'entrée pour la simulation seront donc toutes incluses dans un fichier unique caractérisant un système donné. Il est également souhaitable de minimiser le nombre de données d'entrée requis. Cela diminue le nombre d'hypothèses à poser lorsque le modèle numérique est utilisé pour la conception de systèmes dont les caractéristiques sont encore forcément indéfinies.

4.2 REVUE DES MODÈLES DOCUMENTÉS

Cinq modèles de simulation numérique sont présentés. Ils sont brièvement décrits et accompagnés de référence pouvant être consultés au besoin. Les modèles ont été associés à leurs concepteurs.

Grossman, G.

Grossman a développé un modèle numérique de simulation modulaire, ce qui le rend très polyvalent (19, 24). Le programme a besoin d'informations sur les conditions d'opération, les caractéristiques des diverses composantes et de la solution de travail comme données d'entrée.

L'utilisateur doit également fournir une image du cycle au programme. A partir de ces données, le programme calcule la température, la concentration, le débit et la pression pour chacun des états du système et la puissance thermique de chaque composante.

Le programme est basé sur des sous-programmes simulant les composantes du système et sur un programme principal gérant les opérations entre les sous-programmes selon les règles définies par l'utilisateur. Le programme a été testé pour des PACA à simple et à double étage de type I et II utilisant les paires de travail $H_2O/LiBr$ et NH_3/H_2O. Les résultats ont été comparés avec des données expérimentales recueillies suite à des essais sur un transformateur de chaleur utilisant la paire $H_2O/LiBr$. On a observé une bonne concordance.

Le programme a entre autres été utilisé pour évaluer la performance d'un transformateur de chaleur couplé à un étang de stockage solaire.

Fournier - Bidoz, P. et Kashiwagi, T.

Ces deux chercheurs ont conçu un modèle numérique pour simuler l'opération d'un transformateur de chaleur utilisant la paire de travail TFE/E181 (25). Il permet de faire une analyse précise des niveaux de températures atteints pour chaque état du système, la modélisation des changements de pression, l'absorption adiabatique du TFE à l'entrée de l'absorbeur et l'auto-évaporation de la solution diluée à l'entrée du générateur.

Le modèle a d'abord été utilisé pour étudier un transformateur de chaleur fonctionant selon le cycle de base. On s'en est ensuite servi pour évaluer un nouveau concept de transformateur de chaleur qui augmenterait le saut thermique permis. On ignore si le programme a été validé.

Pierucci, S. et al.

L'école polytechnique de Milan, sous la direction d'un institut de R&D gouvernemental italien, a développé durant les années 80 un modèle numérique pour la simulation de PACA. Le programme utilise les équations de conservation de la masse et de l'énergie pour simuler un ensemble de composantes interconnectées. Le modèle est doté d'un promoteur de convergence utilisant l'approche des modèles évolutifs (26). Cet ajout permet la convergence rapide et stable même dans les cas où la convergence aurait été incertaine avec d'autres méthodes.

Les résultats calculés par le programme ont été comparés à ceux obtenus expérimentalement par des essais sur une PACA commerciale de 17 kW utilisant la solution de travail NH_3/H_2O. La concordance entre les deux séries de résultats est jugée satisfaisante.

Knoche, K.F. et al.

L'équipe du professeur Knoche de l'Institut technique de thermodynamique d'Aix-la-Chapelle travaille présentement au développement d'un programme de simulation dynamique (27). Ce type de simulation est nécessaire car on développe à l'Institut des systèmes à absorption à fonctionnement cyclique. Les équations des systèmes sont générées automatiquement et résolues simultanément. Il est possible de simuler différentes configurations sans modifier le programme, celui-ci étant conçu de façon modulaire. Ce modèle dynamique est adapté non seulement aux systèmes à fonctionnement cyclique mais il peut également être utilisé pour simuler des sytèmes à fonctionnement continu opérant à des conditions instables.

Au mois d'août 1990, il était possible de simuler les phases de démarrage et de génération. Les résultats calculés concordaient bien avec les résultats obtenus expérimentalement. Le développement du modèle pour la simulation des phases de refroidissement et d'absorption devait suivre.

McLinden, M.O. et Klein, S.A.

McLinden et Klein ont développé un programme modulaire de simulation statique (28). Chaque composante est simulée par son propre sous-programme qui calcule l'état des flux sortants. Les flux entrants et les paramètres géométriques doivent être préalablement donnés aux sous-programmes. Ceux-ci sont écrits en FORTRAN. Cette façon de faire rend le modèle indépendant des fluides de travail utilisés.

Le modèle a été employé pour simuler l'opération d'une PACA expérimentale. Les résultats obtenus sont bons dans l'ensemble quoiqu'ils aient fait ressortir la nécessité de raffiner le modèle de façon à tenir compte des pertes thermiques et des pertes de charge. Pour obtenir des calculs de simulation précis, on recommande de calibrer le modèle à l'aide de données obtenues expérimentalement.

Autres modèles

Quelques autres modèles sont mentionnés dans la littérature. On peut citer entre autres les modèles de Machielsen et al. de l'Université de technologie de Delft, de Koenig et al. de Carrier Corporation, de Sawada de Sanyo et de Sami de l'Université de Moncton. L'information disponible sur ces modèles s'est toutefois avérée insuffisante pour en faire une description.

4.3 FUTUR MODÈLE CANADIEN

De tous les modèles présentés, le modèle de Grossman est le plus conforme aux spécifications données dans la section 4.1. En fait, il répond à tous les critères énoncés. De plus, le modèle a déjà été utilisé à maintes reprises pour évaluer les performances de divers systèmes à absorption. Le modèle a également été partiellement validé auprès d'installations expérimentales.

Une copie de la version source de ce programme a été offerte aux chercheurs canadiens par Robert DeVault lors d'une visite scientifique à l'Oak Ridge National Laboratory dans le cadre d'un étude exploratoire sur les systèmes à absorption (1). Le programme est en FORTRAN et est conçu pour fonctionner sur un micro-ordinateur.

On dispose donc d'un outil développé par des experts et qui pourrait être qualifié de mature. Beaucoup de temps et d'argent seront économisés en basant le modèle canadien sur le modèle de Grossman. Dans un premier temps, le modèle pourrait être validé à partir de résultats expérimentaux venant du prototype du Laboratoire de recherche sur la diversification énergétique de Varennes. Le modèle serait ensuite amélioré pour corriger les écarts significatifs entre les résultats simulés et les résultats mesurés le cas échéant. Cette amélioration nécessitera naturellement une étude préalable approfondie du programme.

5.0 CONCLUSION

À la demande du Laboratoire sur la diversification énergétique de Varennes, le CRIQ a entrepris la conception d'un transformateur de chaleur expérimental. Cette technologie a été retenue à la suite d'une étude portant entre autres sur le potentiel des systèmes à absorption au Canada (1).

La conception et l'assemblage du prototype contribueront à développer un savoir-faire canadien dans les pompes à chaleur à absorption et serviront du même coup à démontrer la faisabilité technique de ce type de système.

Il a fallu déterminer les conditions d'opération du prototype avant d'en débuter la conception. Pour s'assurer de choisir les conditions les plus réalistes possibles, une utilisation cible tirée d'un procédé industriel a été identifiée. Il s'agit de la récupération de la chaleur de soufflage d'un lessiveur à pâte kraft pour la réutiliser dans le système d'évaporation de la liqueur noire. Cette utilisation est tirée de l'industrie des pâtes et papier, soit l'industrie présentant le plus élevé potentiel de récupération au moyen de PACA au Canada.

Le prototype utilisera le cycle de base, aura une puissance utile de 30 kilowatts et fonctionnera avec la paire bromure de lithium et eau. Il récupérera de la chaleur à 95 °C pour la rejeter à 130 °C avec un coefficient de performance de 0,48. Toutes les composantes faisant partie du transformateur sont spécifiées. Une grossière estimation des coûts de fabrication du prototype a été faite et le coût total de fabrication s'élève à 86 749 $.

La simulation par modèle numérique a également été abordée. Les spécifications du modèle idéal ont été définies et une revue des modèles existants et documentés a été faite.

Le développement d'un transformateur de chaleur expérimental représente un moyen privilégié d'introduire les pompes à chaleur à absorption dans l'industrie canadienne. Ce n'est qu'une fois un prototype testé et optimisé que l'on pourra envisager un projet de démonstration à l'échelle industrielle.

ANNEXE A

Liste des symboles et abréviations

Alphabet :

Δ : delta

h : enthalpie (kJ/kg/K)

$\dot{m}$: débit (kg/s)

P : pression absolue (kPa)

Q : puissance thermique (kW)

t : température (°C)

x : concentration (% de poids de l'absorbant)

Indices inférieurs :

1, 2, 3, ... 19 : états du cycle

A : absorbeur

C : condenseur

E : évaporateur

G : générateur

max : maximum

R : récupérateur

sat : de saturation

Abréviations :

BWG : Birmingham Wire Gage

DTML : difference de température moyenne logarithmique

LRDE : Laboratoire de recherche sur la diversification énergétique

ORNL : Oak Ridge National Laboratory

PACA : pompe à chaleur à absorption

TEMA : Tubular Exchanger Manufacturers Association

UNS : Unified Number System

ANNEXE B

Calcul des propriétés thermodynamiques (29)

- Enthalpie de la solution de LiBr

$$h(x,t) = f_1(t) + f_2(t)\cdot x + f_3(t)\cdot x^2 + f_4(t)\cdot x^3 + f_5(t)\cdot x^4 + f_6(t)\cdot x^5$$

où

$f_1(t) = 1{,}134125 + 4{,}124891\cdot t + 5{,}743693 \times 10^{-4}\cdot t^2$

$f_2(t) = -4{,}800450 \times 10^{-1} - 7{,}643903 \times 10^{-2}\cdot t + 5{,}870921 \times 10^{-5}\cdot t^2$

$f_3(t) = -2{,}161438 \times 10^{-3} + 2{,}589577 \times 10^{-3}\cdot t - 7{,}375319 \times 10^{-6}\cdot t^2$

$f_4(t) = 2{,}336235 \times 10^{-4} - 9{,}500522 \times 10^{-5}\cdot t + 3{,}277592 \times 10^{-7}\cdot t^2$

$f_5(t) = -1{,}188679 \times 10^{-5} + 1{,}708026 \times 10^{-6}\cdot t - 6{,}062304 \times 10^{-9}\cdot t^2$

$f_6(t) = 2{,}291532 \times 10^{-7} - 1{,}102363 \times 10^{-8}\cdot t + 3{,}901897 \times 10^{-11}\cdot t^2$

- Température de saturation de la solution de LiBr

$$t_{sat}(x,t) = f_1(t) + f_2(t)\cdot x + f_3(t)\cdot x^2 + f_4(t)\cdot x^3 + f_5(t)\cdot x^4 + f_6(t)\cdot x^5$$

où

$f_1(t) = -1{,}31448 \times 10^{-1} + 9{,}967944 \times 10^{-1}\cdot t + 1.978788 \times 10^{-5}\cdot t^2$

$f_2(t) = 1{,}820914 \times 10^{-1} + 1{,}778069 \times 10^{-3}\cdot t - 1{,}77948 \times 10^{-5}\cdot t^2$

$f_3(t) = -5{,}177356 \times 10^{-2} - 2{,}215597 \times 10^{-4}\cdot t + 2{,}002427 \times 10^{-6}\cdot t^2$

$f_4(t) = 2{,}827426 \times 10^{-3} + 5{,}913618 \times 10^{-6}\cdot t - 7{,}667546 \times 10^{-8}\cdot t^2$

$f_5(t) = -6{,}380541 \times 10^{-5} - 7{,}308556 \times 10^{-8}\cdot t + 1{,}201525 \times 10^{-9}\cdot t^2$

$f_6(t) = 4{,}340498 \times 10^{-7} + 2{,}788472 \times 10^{-10}\cdot t - 6{,}64171 \times 10^{-12}\cdot t^2$

- Pression de saturation de la vapeur d'eau

$$P(t) = \log^{-1}\left[7.05 - \frac{1603.54}{(t+273,15)} - \frac{104095.5}{(t+273,15)^2}\right]$$

- Enthalpie de la vapeur d'eau

$$h(t,P) = (0{,}001669\cdot t - 0{,}305066)\cdot P + (1{,}88164\cdot t + 2501{,}1)$$

- Enthalpie de l'eau liquide

$$h(t) = 4{,}19\cdot t$$

BIBLIOGRAPHIE

1) Painchaud, G. : "Axes de recherche sur les cycles à absorption", rapport technique du Centre de recherche industrielle du Québec no BGP-90-309, octobre 1990.

2) Acres Consulting Services Limited : "Chemical Heat Pump "Phase A" Study", mars 1985, rapport du CNRC no 25182.

3) Berntsson, K.M. et al. : "Learning from Experiences with Heat Transformers in Industrial Processes", CADDET Analyses Series No 2, décembre 1989.

4) Acres Consulting Services Limited : "Feasability Study for the Use of Chemical Heat Pumps in Canadian Industry", mars 1984, rapport du CNRC no 25146.

5) Statistique Canada : "Consommation de combustibles et d'électricité achetés", catalogue 57-208 annuel, 1978.

6) Statistique Canada : "Disponibilité et écoulement d'énergie au Canada, catalogue 57-003 trimestriel, 1989.

7) Statistique Canada : "Consommation de combustibles et d'électricité achetés", catalogue 57-208 annuel, 1984.

8) Romagnino, J.M. et Azarniouch, M.K. : "Heat Pumps for Waste Heat Recovery in the Pulp and Paper Industry", final report to Industrial Programs Branch, Environmental Protection Service, Dept. of Environment, DSS File no. 52 SSKE-145-5-0324, novembre 1988.

9) Azarniouch, M.K. et Romagnino, J.M. : "Studying High-Temperature Heat Pump Applications in the Pulp and Paper Industry", Energy p. 73-80, janvier 1990, Tappi Journal.

10) Hanna, W.T. et al. : "Industrial Applications for a Waste Heat Powered Temperature Booster", Proc. of the 18th Intersociety Energy Conversion Engineering Conference (1983), p. 1906-1910.

11) Lagrenade, M. : "Vocabulaire technique. La fabrication et la transformation du papier", Domtar, septembre 1980.

12) Reay, D.A. et MacMicheal, D.B.A. : "Heat Pumps", 2ème édition, Pergamon Press, 1988, p. 25-36.

13) Erickson, D.C. et Howe, L. : "Development of a High-Temperature Absorption Working Pair", présenté au Winter Meeting de l'ASME, San Francisco, États-Unis, décembre 10-15, 1989.

14) Westra, J.J.W. : "An absorption Heat Transformer Test Plant with TFE-Pyrrolidone as Working Pair", 2nd International Workshop on Research Activities on Advanced Heat Pumps, Graz, Autriche, septembre 1988. p 45-55.

15) Bokelmann, H. : "Industrial Heat Recovery with Heat Transformers - Practical Applications and Development of Advanced Systems", Proc. of the 1987 IEA Heat Pump Conference, Orlando, États-Unis, 28-30 avril 1987. chapitre 20.

16) Schöffmann, H. et al. : "Design Concepts for a Multipurpose Absorption Heat Pump/Heat Transformer", Proc. of the 2nd International Workshop on Research Activities on Advanced Heat Pumps, Graz, Autriche, septembre 1988, p 199-209.

17) ASHRAE : "1989 ASHRAE Handbook; Fundamentals", p 17-70.

18) Davidson, W.F. et Erickson, D.C. : "Absorption Heat Pumping for District Heating Now Practical", ASHRAE Transactions 1988, V. 94, Pt. 1.

19) Grossman, G. et Michelson, E. : "A Modular Computer Simulation of Absorption Systems", ASHRAE Technical Data Bulletin, TDB-24, p 25-43.

20) Puhorit, G.P. : "Estimating costs of shell and tube heat exchangers", The Chemical Engineering Guide to Heat Transfer, vol. 1, Plant Principles, éd. McNaughton K.J., McGraw Hill, 1986.

21) "Standards of Tubular Exchanger Manufacturers Association", Tubular Exchanger Manufacturers Association, Tarrytown, New York, États-Unis, 1978.

22) Means Mechamical Cost Data, 1988, p 231.

23) Dodge Assemblies Cost Data, 1988, p 210.

24) Grossman, G. : "Absorption Heat Transformers for Process Heat Generation from Solar Ponds", ASHRAE Transactions 1991, v. 97, Pt. 1, NY-91-2-2.

25) Fournier-Bidoz, P. et Kashiwagi, T. : "Simulation of a New Absorption Temperature Amplifier Using a TFE/E181 Pair for Low-Level Temperature Upgrading", ASHRAE Transactions 1991, v. 97, Pt. 1, paper 3453.

26) Pierucci, S. et Sogaro, A. : "Advanced Simulation of Heat Pumps Schemes", Proc. of a Workshop on Absorption Heat Pumps, Londres, 14-18 avril 1988, EVR-11888 EN, p 43-54.

27) Knoche, K.F. et al. : "Dynamic Simulation of Periodically Operating Absorption Systems", août 1990, communication personnelle.

28) McLinden, M.O. et Klein, S.A. : "Steady-State Modeling of Absorption Heat Pumps with a Comparaison to Experiments", ASHRAE Technical Data Bulletin, 1985, TDB-24, p 11-24.

29) Perez-Blanco, H. : communication personnelle, 1991.

ANNEXE C

Calculs détaillés du transformateur de chaleur

Puissance thermique :

Débits :

$x_5 = 62,3$; $x_4 = 57,5$

$\dot{m}_4 = \dot{m}_5 + \dot{m}_6$

$x_4\dot{m}_4 = x_6\dot{m}_6$

$\dot{m}_4 = 13\ \dot{m}_6$; $\dot{m}_5 = 12\ \dot{m}_6$

Récupérateur :

$x_4 = 57,5$; $t_4 = 130 \rightarrow h_4 = 283,5$

$x_6 = 62,3$; $t_6 = 85 \rightarrow h_6 = 211,6$

1) Si $\dot{m}_4$ passe de t_4 à t_6

$Q_R = \dot{m}_4\ [h_4 - h(x_4, t_6)] = 13\ \dot{m}_6(283,5 - 193,5)$

$Q_{R1} = 1168,4\ \dot{m}_6$

2) Si $\dot{m}_6$ passe de t_6 à t_4 :

$Q_R = \dot{m}_6\ [h(x_6, t_4) - h_6] = 12\ \dot{m}_6(295,3 - 211,6)$

$Q_{R2} = 1002\ \dot{m}_6$

$Q_{Rmax} = 1002\ \dot{m}_6$; $E = 0,80$

$Q_R = E \cdot Q_{Rmax} = 801,6\ \dot{m}_6$

$Q_R = \dot{m}_4(h_4 - h_3)$

$h_3 = h_4 - \frac{Q_R}{\dot{m}_4} = 222,3$

$222,3 = h(x_4, t_3)$; $t_3 = 99,2$

$Q_R = \dot{m}_6(h_7 - h_6)$

$h_7 = \frac{Q_R}{\dot{m}_6} + h_6 = 278,5$

$278,5 = h(x_6, t_7)$; $t_7 = 121,0$

Absorbeur :

$Q_A = \dot{m}_8 h_7 + \dot{m}_9 h_9 - \dot{m}_4 h_4$

$t_8 = 83,5$

$P(t_8) = 54,3$

$h(t_8, P_8) = 2651,0$

$Q_A = (12 \cdot 278,5 + 2651,0 - 13 \cdot 283,5) \cdot \dot{m}_9$

$Q_A = 2307,5\ \dot{m}_9 = 30,0$

$\dot{m}_9 = \frac{30}{2307,5} = 0,0130$

Débits :

$\dot{m}_4 = 13\ \dot{m}_9 = 0,169$; $\dot{m}_{10} = \dot{m}_9$

$\dot{m}_6 = 12\ \dot{m}_9 = 0,156$; $\dot{m}_4 = \dot{m}_5$; $\dot{m}_8 = \dot{m}_7$

Générateur :

$Q_G = \dot{m}_{10} h_{10} + \dot{m}_6 h_6 - \dot{m}_5 h_5$

$P_{10} = P_{12} + \Delta P$

$\Delta P = 0,14$; $P(t_{12}) = 5,58$

$P_{10} = 5,73$; $h(t_{10}, P_{10}) = 2660,1$

$Q_G = 0,013 \cdot 2660,1 + 0,156 \cdot 211,6 - 0,169 \cdot 222,3$

$Q_G = 30,0$

Condenseur :

$Q_C = \dot{m}_{10} (h_{10} - h_{12})$

$h_{12} = h(t_{12}) = 145,8$

$Q_C = 0,0130(2660,1 - 145,8)$

$Q_C = 32,69$

Évaporateur :

$Q_E = \dot{m}_8 (h_8 - h_{12})$

$P_{12} = P_8 + \Delta P$

$\Delta P = 0,133$; $P(t_8) = 54,3$

$P_{12} = 54,3 + 0,14 = 54,5$

$h(t_8, P_8) = 2651,0$

$Q_E = 0,0130\ (2651,0 - 145,8)$

$Q_E = 32,56$

Récupérateur :

$Q_R = \dot{m}_5\ (h_7 - h_6)$

$Q_R = 0,1561\ (278,5 - 211,6)$

$Q_R = 10,43$

Coefficient de performance :

$$COP = \frac{Q_u}{Q_G + Q_E} = \frac{30,00}{30,02 + 32,56} = 0,479$$

ANNEXE D

Curriculum vitae et contribution de Horacio Perez-Blanco

Horacio Perez-Blanco
9601 Tallahassee Lane
Knoxville, TN 37923
(615)693-1819

SUMMARY

Ph.D. in Mechanical Engineering. Extensive background in thermodynamics and transport phenomena. Professional experience includes analysis, simulation and optimization of thermal and HVAC systems, experimental development of heat activated heat pumps, of novel heat exchangers and of advanced instrumentation for research and control applications. Functional responsibilities have included teaching, project planning and justification, design and construction of experimental facilities, management of contracted research and technology transfer. Approaches to problem solving include both interdisciplinary, collaborative work as well as independent thinking. Dr. Perez-Blanco has both contributed to and reviewed publications in his areas of endeavor.

Born 5/15/51. U.S. Citizen

WORK EXPERIENCE

6/90-present — The Pennsylvania State University

Associate Professor. Teaches courses in the areas of thermodynamics and heat transfer. Conducts research in the areas of energy efficient technologies for HVAC applications, simultaneous heat and mass transfer in absorbers, and simulation of steady state and transient performance of advanced heat pumps. Advises graduate students on theoretical and experimental issues. Advises undergraduate students on course load and Co-op assignments.

11/79-6/90 — Oak Ridge National Laboratory - Oak Ridge, TN

Staff member. Defined areas of research for Industrial and Building Equipment Research Programs. Justified, secured funding for, and initiated projects in the thermal and instrumentation areas. Supervised design and construction of experimental facilities for testing advanced heat exchangers and heat pump components. Responsible for start up and operation of an ammonia-water absorber test loop, an evaporative condenser test loop, and testing of an advanced lithium bromide water heat pump. Oversaw two projects for development of advanced instrumentation for concentration measurements in absorption units. Designed and tested heat transfer augmentation devices. Developed computer models of thermal systems, of absorption heat pumps and of combined heat and mass transfer processes occurring in HVAC equipment. Contributed to generate a property data base for absorption fluids. Participated in building equipment proposal review teams and conducted technical monitoring of subcontracted development work. Completed a one year technology transfer assignment in private industry. Active in international energy projects involving IEA and AID.

8/75-9/79 University of Illinois - Urbana, IL

Research Assistant. Conducted research on multiphase flows. Conceived, designed and built advanced instrumentation for gas solid suspensions. Developed computer models of ejectors for pumping coal slurries. Completed assessment of energy savings associated with the use of alcohol fuels.

2/75-7/75 Agrest Thermal Consultants - Buenos Aires, Argentina

Identified opportunities for energy savings in the thermal cycle of a textile plant. Implemented energy conservation practices, reducing operational costs.

3/75-7/75 National Technical University - Buenos Aires, Argentina

Assistant Professor of Thermodynamics

3/73-7/75 National University - Buenos Aires, Argentina.

Instructor of Thermodynamics and of Advanced Strength of Materials.

EDUCATION

8/75-9/79 University of Illinois - Urbana, IL

Ph.D., Mechanical Engineering, 1979
GPA 5.00 of 5.00; Minor: Math
M.S., Mechanical Engineering, 1976
GPA 5.00 of 5.00; Minor: Math

3/70-12/74 University of Buenos Aires - Buenos Aires, Argentina
Mechanical Engineering, GPA 8.12 of 10.00

University of Tennessee - Knoxville, TN
Management courses. GPA 4.00 of 4.00

PROFESSIONAL AND ACADEMIC HONORS

Member of Phi Kappa Phi honor society since 1976.
Invited by the National University of Mexico as Visiting Scientist, 1984.
Recipient of Martin Marietta Energy Systems Inventor Award, 1986.
Invited lecturer by IEE of Mexico, 1990

PROFESSIONAL SOCIETIES

Member: American Society of Mechanical Engineers
Member: American Society of Heating, Refrigeration, and Air Conditioning Engineers

SPECIAL ASSIGNMENTS

1983-1984	Secretary of ASHRAE Technical Committee TC8.3
1984-1986	Chairman of ASHRAE Technical Committee TC8.3 "Absorption and Heat Operated Machines"
1986-1987	Researcher on Technology Transfer assignment at Phillips Engineering

PATENTS

With G. Grossman: "Absorption Heat Pump Systems"
Disclosure:"MHX Absorption Cooling Cycle," under review.
Disclosure:"GAX Absorption Enhancement," under review.

CRIQ

February 25th, 1991

Mr. Horacio Perez-Blanco
314, Mechanical Engineering Bldg.
Penn State
University Park, PA 16802
U.S.A.

Dear Mr. Perez-Blanco,

As we discussed on the phone earlier, we would be interested in getting some expert advices on the design of an absorption heat transformer (AHT). We are currently completing the design of a 30 KW AHT which will be used for testing and demonstration purposes. It is a single stage machine using the $LiBr/H_2O$ pair. Here is a list of the tasks for which we are looking for expertise:

- critical review of the design conditions chosen;
- review of the calculated design points;
- completion of the specifications for each component of the AHT;
- suggestion of potential suppliers for the specified components;
- listing of the controls needed for the AHT.

If you are interested in working with us, we would first need a time estimate for the proposed work.

Don't hesitate to contact me if you need any further information.

Best regards,

Guy Painchaud, M. Sc.

GP/ll

Information industrielle et technologique
Courtage et transfert de technologie
Automatisation
Équipements spéciaux, mixtes et de services publics
Production assistée par ordinateur
Productivité
Ingénierie des bois
Technologie de l'environnement
Soudage et traitement de surface des métaux
Plastiques et matériaux composites
Traitement numérique des signaux
Essais dynamiques et data acquisition

ANNEXE I

Description of the work to be done, the results to be presented, the time required and the dates of completion.

Task 1 **Critical review of the design condition**

The design conditions will be reviewed with reference to ASHRAE rating conditions for sink temperatures and with reference to possible industrial applications for source and delivery temperatures. The possibility of crystallization under certain operating conditions will be verified.

The output of this task will be a brief report with a discussion of the findings.

Time required: 3 hours

Task 2 **Review of the calculated design points**

The two parameters defining AHT performance are the Coefficient of Performance, (COP) and the temperature "boost", or temperature increase (TI) between the delivery and the waste heat imput. The cycle CRIQ's calculations of COP, TI and solution flow rates will be verified for one operating point. The required temperature difference across heat exchangers for the desired delivery and waste heat temperatures will be calculated and listed as inputs for the heat exchanger design/specifications.

The output of this task will be a table of specifications (temperatures, temperature differences, flow rates, concentrations) to form the basis of the AHT specs.

Time required: 6 hours

The date of completion for task 1 and 2 is March 29th, 1991.

Task 3 Completion of the specifications for each component of the AHT

CRIQ can select the type of heat exchanger and liquid distribution (pool, falling film, drippers, nozzles), calculate the area for the desired capacity, flow rates and temperature differences, and specify the heat exchangers to be built by a qualified supplier or shop. The supplier will specify and procure the components (tubes, shells, gaskets, nozzles, etc.), to meet the specifications. The components must then be assembled in-house or by a vendor.

This approach results in a clear knowledge of the geometry of each component, calculation procedures and effectiveness of the correlations used in the design. It is difficult, at least in the first iteration, to arrive to a packaged design for the AHT. On the other hand, the design may allow easy access to components, thus allowing for more complete instrumentation and diagnosis.

The output of this task will be the selection of the type of heat exchangers, the formulation of functional specifications, and the calculation of the heat transfer area required. Suitable vacuum ratings will also be specified. Pump, purge system, instrumentation and interconnecting specifications for the various heat exchangers will also be issued.

Time required: 60 hours

Task 4 Suggestion of potential suppliers for the specified components

A list of possible vendors will be composed, with phone numbers and addresses. If deemed necessary by the CRIQ, possible vendors will be visited to assess their design and shop capabilities, and to assist in contract negotiations. Every possible effort will be done to link CRIQ with absorption machine manufacturers.

Time required: 5 hours plus off-site meetings.

The date of completion for task 3 and 4 is April 26th, 1991.

Task 5 Listing of the controls needed for the AMT

A list of the variables to be controlled in order to ensure reliable operation, and of the required temperature and pressure sensors will be produced. Adequate control strategies will be described leading to the specification of the controllers.

The output of this task will be a brief report summarizing controls and strategies.

Time required: 25 hours.

The date of completion of task 5 and of the whole study is May 25th, 1991.

4 hours have been allocated for contingencies.

The time estimates given for each task are not to exceed estimates, namely they represent an upper limit (103 hours). The actual time requirement may be lower.

A first payment will be made after completion of task 4 and a second payment after completion of the whole study.

ANNEXE E

Propriétés du fluide Dowtherm G

DOWTHERM G Heat Transfer Fluid

Contents

DOWTHERM G Fluid — High Performance with Low Vapor Pressure 2
Factors Affecting Thermal Stability
- Heater Design and Operation 2
- Chemical Contamination 3
- Air Oxidation 3
- Non-Corrosiveness to Common Materials of Construction 3
- Range of Use 3

Properties and Engineering Characteristics of DOWTHERM G Heat Transfer Fluid
- Typical Properties of DOWTHERM G Fluid 3
- Thermal Conductivity 4
- Calculated Heat of Vaporization 4
- Vapor Pressure 4
- Specific Heat 5
- Density 5
- Viscosity 5
- Liquid Heating and Waste Heat Recovery System 6,7

Engineering Data
- Liquid Film Coefficient 8
- Thermal Expansion 8
- Pressure Drop vs. Flow Rate 9

Toxicity Data 10
Customer Service for Users 11

your partner in innovative technology

DOWTHERM G Fluid — High Performance with Low Vapor Pressure

DOWTHERM* G heat transfer fluid provides unequalled performance in liquid phase systems between 20 to 700°F (−7 to 371°C). It is the most stable low pressure, liquid phase heat transfer fluid available. This stability minimizes the problems resulting from accidental overheating caused by flame impingement, improper firing of the heater, and inadequate circulation.

Start-up and shutdown problems are minimized by this fluid's excellent flow characteristics at low temperatures. DOWTHERM G heat transfer fluid has high flash, fire and autoignition points and presents no fire hazard at ambient temperatures.

Factors Affecting Thermal Stability

The thermal stability of a heat transfer fluid is dependent not only on its chemical structure but also on the design and operating temperature profile of the system in which it is used. Maximum fluid life can be obtained by following sound engineering practices in the design of the heat transfer system. Three key areas of focus are (1) proper operation and design of the heater and/or energy recovery unit, (2) prevention of chemical contamination, and (3) elimination of contact of the fluid with air. For a more detailed overview of thermal stability ask for our brochure "A Guide to Understanding and Interpreting Thermal Stability Data for Heat Transfer Fluids", (176-1373).

Heater Design and Operation

Poor design and/or misoperation of the fired heater can cause overheating resulting in excessive thermal degradation of the fluid. Some problem areas to be avoided include:

1. Flame impingement.
2. Operating the heater above its rated capacity.
3. Modifying the fuel-to-air mixing procedure to reduce the flame height and pattern. This can yield higher flame and gas temperature together with higher heat flux in the shorter flame area.
4. Low velocity - high heat flux areas resulting in excessive heat transfer fluid film temperatures.

The manufacturer of the fired heater should be the primary contact in supplying you with the proper equipment for your heat transfer fluid system needs.

*Trademark of The Dow Chemical Company

Chemical Contamination

A primary concern regarding chemical contaminants in a heat transfer fluid system is their relatively poor thermal stability at elevated temperatures. The thermal degradation of chemical contaminants may be very rapid which may lead to fouling of heat transfer surfaces and corrosion of system components. The severity and nature of the corrosion will depend upon the amount and type of contaminant introduced into the system.

Air Oxidation

Organic heat transfer fluids operated at elevated temperatures are susceptible to air oxidation. The degree of oxidation and the rate of reaction is dependent upon the chemical structure of the heat transfer fluid as well as the temperature and the degree of mixing. Undesirable byproducts of this reaction may include carboxylic acids which would likely result in system operating problems. Preventive measures should be taken to insure that air is eliminated from the system prior to bringing the heat transfer fluid up to operating temperatures. A positive pressure inert gas blanket should be maintained at all times on the expansion tank during system operation.

Non-Corrosiveness to Common Materials of Construction

DOWTHERM G fluid is non-corrosive toward common metals and alloys of construction. Even at high operating temperatures, equipment using DOWTHERM fluid will experience an excellent service life. Most corrosion problems are caused by chemicals introduced into the system during *cleaning* or from process *leaks*. The severity and nature of the attack will depend upon the amounts and types of contamination involved.

When special materials of construction are used, extra precaution should be taken to avoid contaminating materials.

Range of Use

The three properties which may determine the practicality of using a fluid in a particular heat transfer application are:

Stability - DOWTHERM G fluid exhibits excellent stability at temperatures up to 700°F bulk fluid (750°F film), 371°C bulk fluid (399°C film).

Vapor pressure - DOWTHERM G fluid may be used as a liquid heat transfer media up to 700°F (371°C) with only 43 psig.

Crystal point/Pumpability - DOWTHERM G fluid is a mixture of compounds and does not exhibit a finite freezing point. The fluid can either subcool or develop crystals when dropped below 40°F (4°C). If the fluid is circulated, it will remain pumpable down to very low temperatures. The lowest pumpability of a fluid is defined by many pump manufacturers as the temperature at which the fluid reaches a viscosity of 1000 centipoise.

Properties and Engineering Characteristics of DOWTHERM G Heat Transfer Fluid

Typical Properties of DOWTHERM G Fluid[1]

Composition	Mixture of di- and tri-aryl compounds
Color	Light amber to brown
Crystal Point	below 40°F (4°C)
Atmospheric Reflux	
Boiling Point	551°F (288°C)
Flash Point, COC[2]	285°F (141°C)
Fire Point, COC[2]	295°F (146°C)
Autoignition Temp.[3]	1083°F (584°C)
Pseudo Critical Constants:	
Tc, °F = 1007 (542°C)	
Pc, atm. = 26	
Vc, ft^3/lb = 0.0483	
Average Molecular Weight = 208	
Density at 75°F, lb/gal	9.18
Density at 25°C, lb/gal	9.17

[1]Laboratory values. Sales specifications are available upon request.
[2]Cleveland open cup.
[3]The old ASTM procedure, D-2155-66 has been withdrawn by the Testing Society and replaced by ASTM E 659-78

FIGURE 1 – Thermal Conductivity

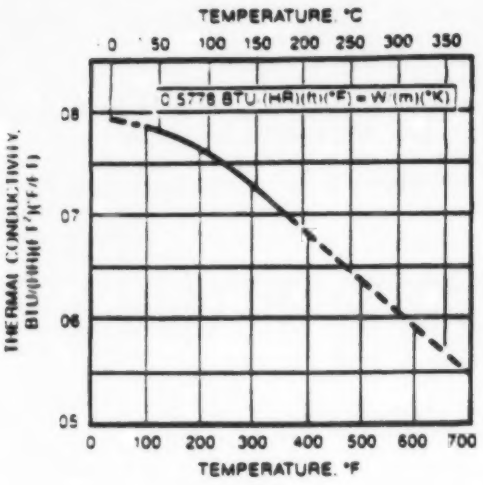


FIGURE 2 – Calculated Heat of Vaporization

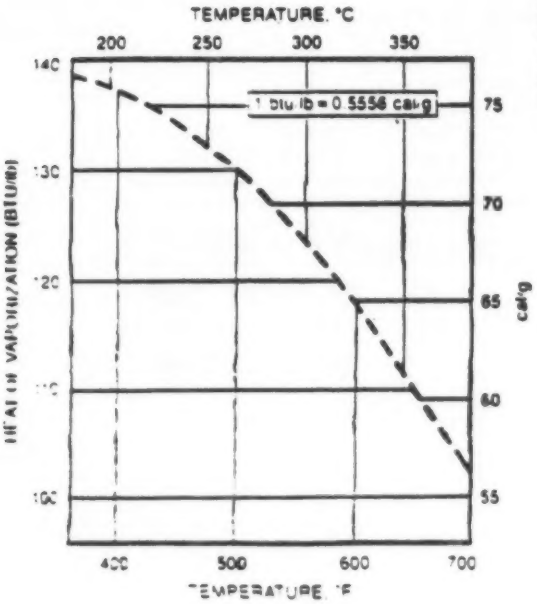


FIGURE 3 – Vapor Pressure

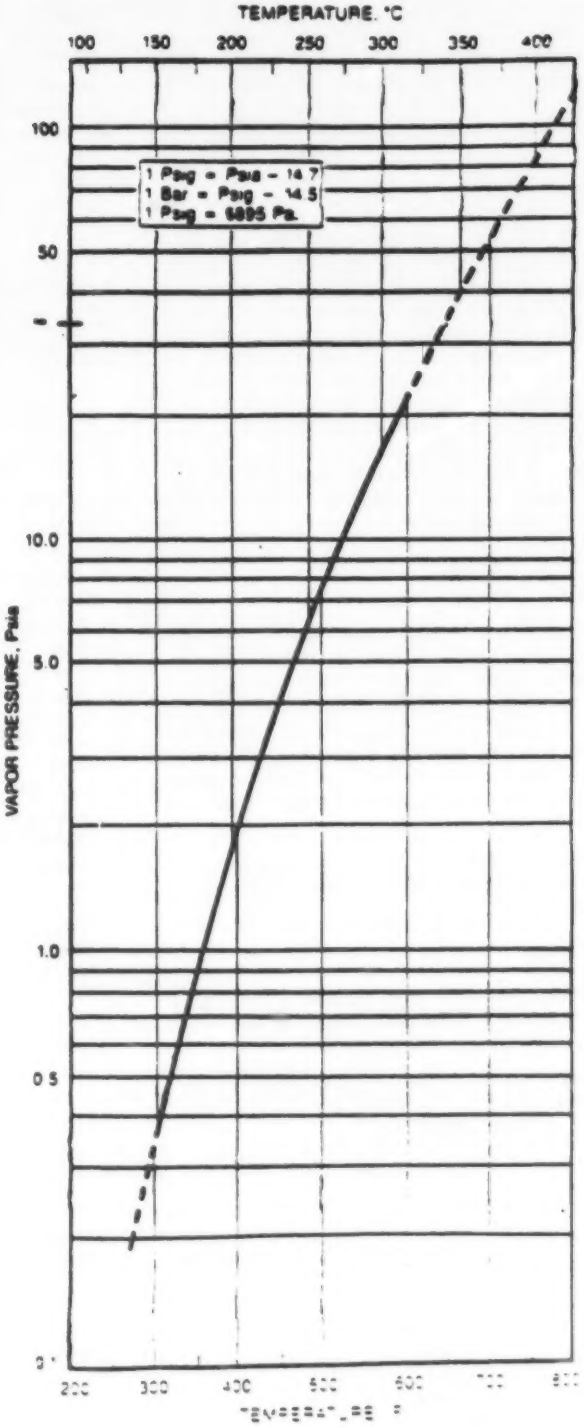


FIGURE 4 – Specific Heat

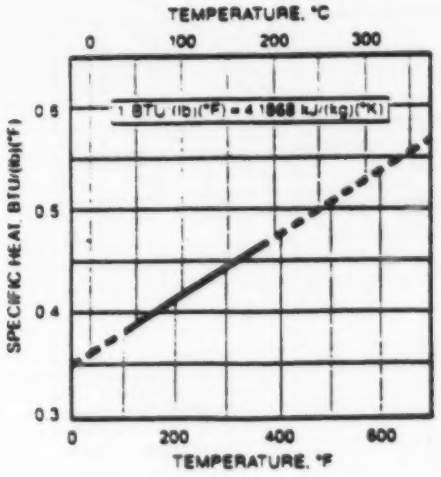


FIGURE 5 – Density

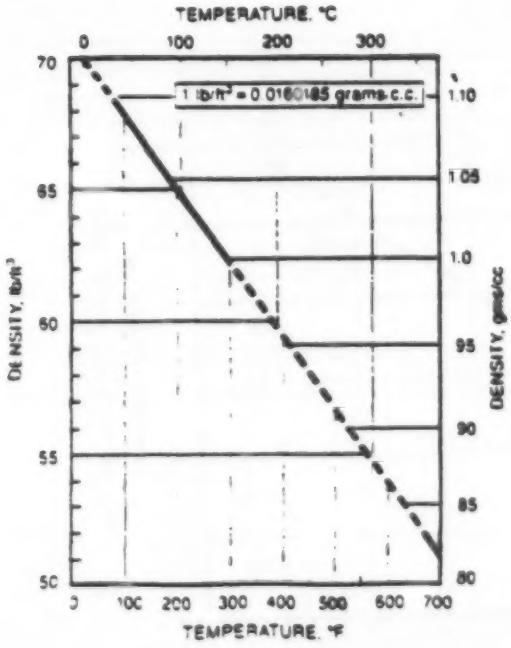
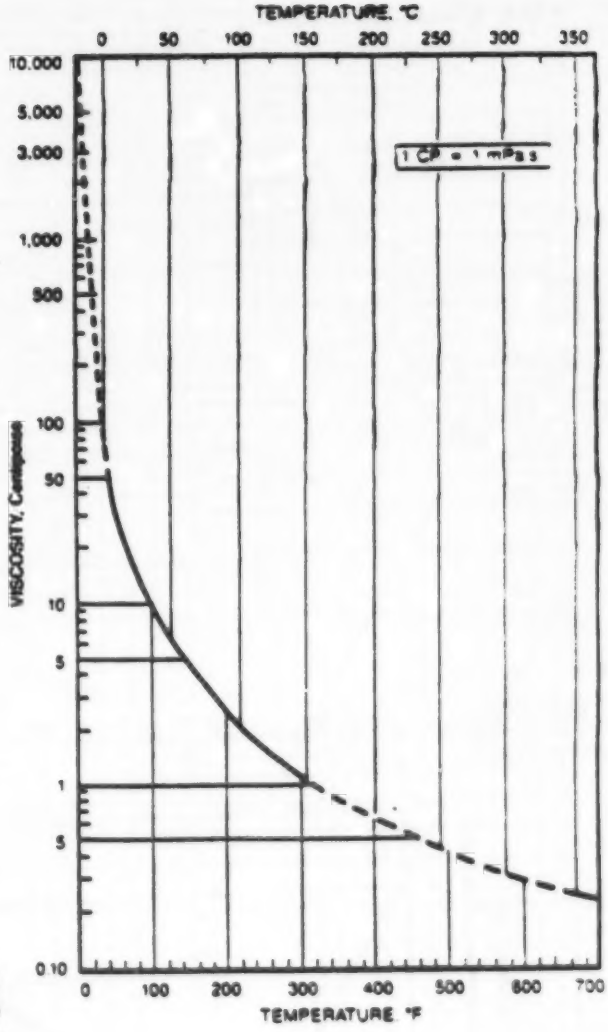


FIGURE 6 – Viscosity



Engineering Data

FIGURE 8
Liquid Film Coefficient for DOWTHERM G Fluid Inside Pipes and Tubes (Turbulent Flow Only)

$$\frac{h\,d}{K} = 31.06\left(\frac{dG}{\mu}\right)^{0.8}\left(\frac{Cp_{\mu}}{K}\right)^{1/3}\left(\frac{\mu}{\mu_w}\right)^{0.14}$$

Chart based on $\left(\frac{\mu}{\mu_w}\right)^{0.14} = 1$

h	Film coefficient	btu/h ft² °F
d	Inside diameter	inches
G	Mass velocity	lb/s ft²
ρ	Density	lb/ft³
K	Thermal conductivity	btu/ft h °F
Cp	Specific heat	btu/lb °F
μ	Viscosity, centipoise × 2.42	lb/ft h
v	Velocity	ft/s

Sieder and Tate equation
Process Heat Transfer
D Q Kern (1950) p 103

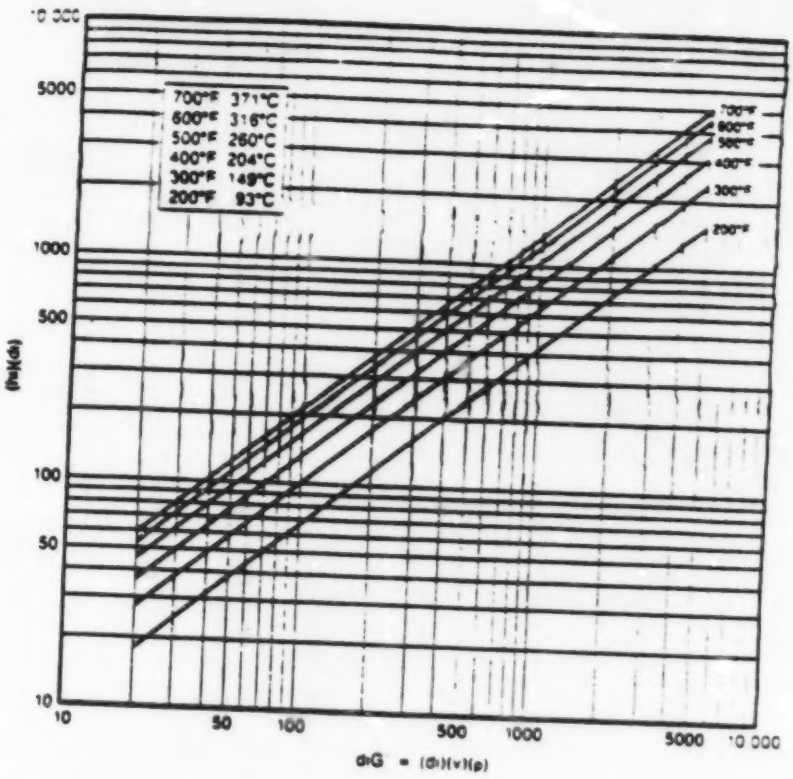


FIGURE 9
Thermal Expansion of Liquid DOWTHERM G Heat Transfer Fluid

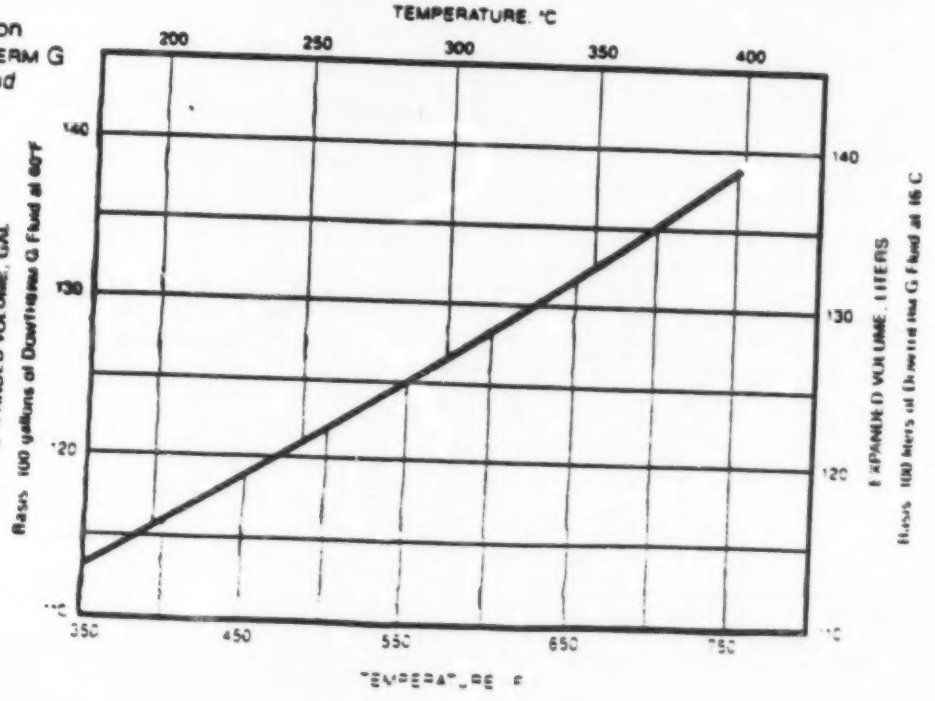
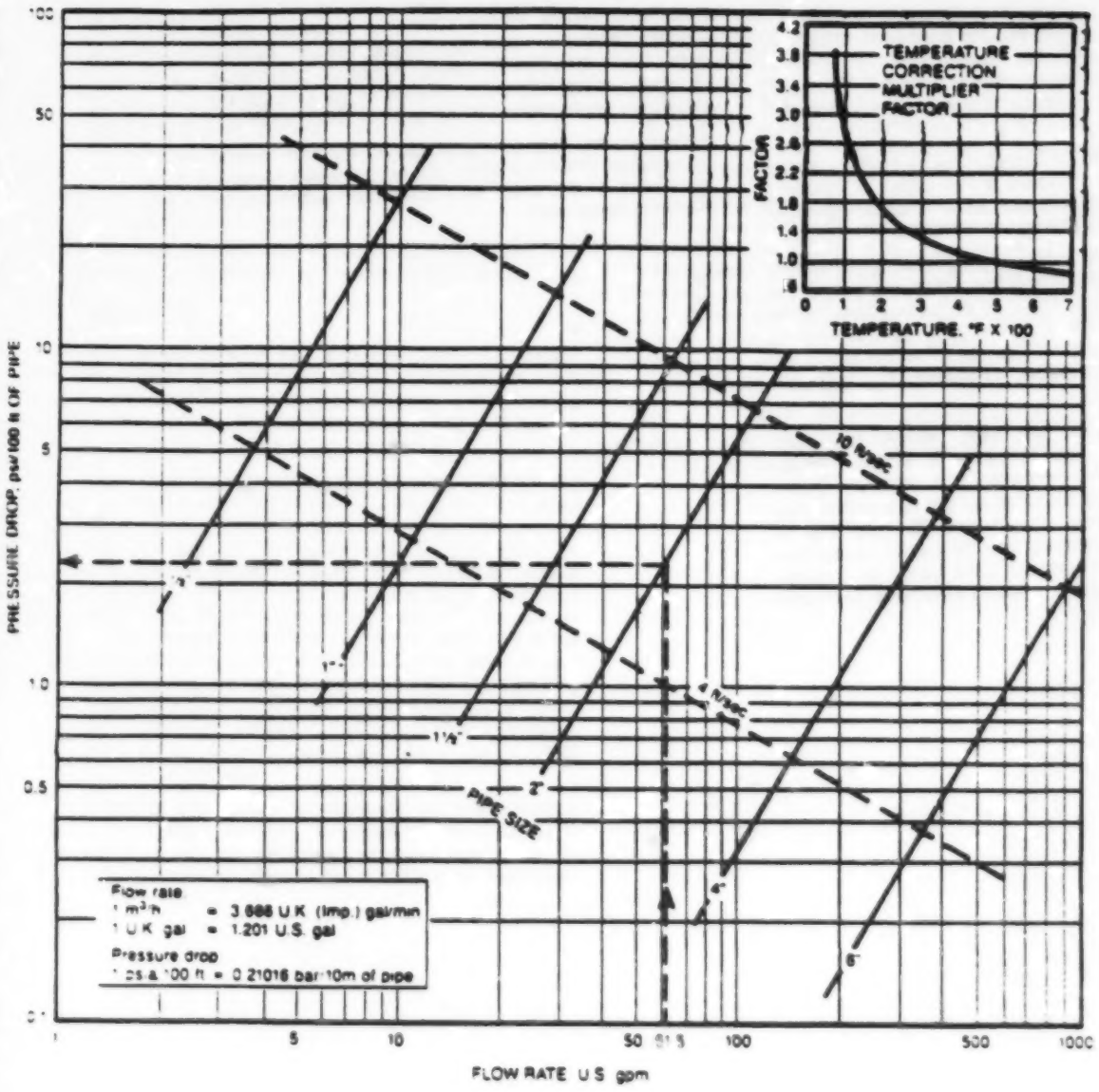


FIGURE 10
Pressure Drop vs. Flow Rate for Liquid DOWTHERM G Fluid in Schedule 40 Nominal Pipe



Example

Flow rate 61.5 U.S. gal/min
Pipe diameter 2"

Result Pressure drop 2.3 psi/100 ft of pipe
Times temp. correction factor from the diagram above

Toxicity Data for DOWTHERM G Heat Transfer Fluid

DOWTHERM G Heat Transfer Fluid does not present a serious hazard to human health or the environment when used with good manufacturing practice. It should be noted, however, that provisions should be made to avoid significant discharge of this fluid into public waters. We do not recommend this product to be used in food processing areas where potential leakage may occur.

Oral administration of DOWTHERM G fluid to laboratory animals has revealed a low order of systemic toxicity. The single-dose oral LD_{50} is 2322 mg/kg for male rats and 2525 mg/kg for females.

DOWTHERM G fluid is only slightly irritating to the skin and eyes. Its primary irritation score for skin is 2.3 out of a possible 8.0. Thus, by definition, DOWTHERM G fluid is not a primary skin irritant. The potential for DOWTHERM G fluid to be absorbed through skin in acutely toxic amounts is low; its dermal LD_{50} is greater than 2000 mg/kg.

In vapor experiments, rats were exposed for seven hours to an aerosol concentration of 5 mg/l. The atmosphere at this concentration was obviously misty. The exposures were tolerated by the rats without detectably toxic effects. DOWTHERM G fluid has a striking odor at concentrations far below acceptable levels (suggested Threshold Limit Value of 1 ppm). This property serves to prevent excessive exposure to vapors and fumes.

In normal handling at atmospheric temperatures, special protection against vapor inhalation will not be required. When accidental or unusual conditions result in heavy concentrations of vapor or fume, workmen should have respiratory protection suitable for *organic mists* and vapors. Where there is a possibility of an oxygen deficiency, workmen should use an air supplied mask or a self-contained breathing apparatus. In regular operations, contamination of the atmosphere should be kept at levels which are not disagreeable.

Prolonged and repeated contacts on the skin should be avoided. Wherever there are opportunities for contamination of the eyes, face shields or suitable goggles should be worn.

Customer Service for Users of DOWTHERM G Heat Transfer Fluid

Analysis

Dow Chemical U.S.A. offers an analytical service for DOWTHERM fluids. It is recommended that users of DOWTHERM fluids periodically (six months to a year) send a one-quart representative sample to:

Testing Section for DOWTHERM Fluids
Larkin Laboratory/2040 Receiving
Dow Chemical U.S.A.
Midland, Michigan 48674

This free analysis helps to insure against trouble from product contamination or thermal decomposition.

Sampling

It is recommended that a representative sample be taken from a system periodically. If the system is not in operation when a sample is taken, it may not be representative. This is particularly significant for decomposition products or contaminants.

There are certain hazards that should be recognized and dealt with when sampling. If the sample is taken while the system is in operation and hot, chances are the fluid will be pressurized and at a temperature above its flash and fire point. The accidental release of a significant volume of fluid to the surrounding area presents a potential fire hazard. Also with the system at high temperature there is the possibility of thermal burns occuring to personnel should they come in contact with the hot fluid. Therefore, before any sampling is done, a safe sampling procedure should be instituted. This would include installation of proper sampling procedures, and reviewing with them the potential hazards involved.

If details are desired for sampling devices or procedures, please contact your nearest Dow field representative or our technical service department for DOWTHERM heat transfer fluids in Midland, Michigan.

Reclamation

If examination of the fluid samples reveals unacceptable levels of contaminants and/or degradation products of the DOWTHERM G heat transfer fluid, the customer will be advised to return it for reprocessing. Where contamination is by large quantities of material of low thermal stability, such as greases, tars, and asphalt, it may not be feasible to recover the heat transfer media. In this case, Dow will advise that the material is not suitable for reclamation. If the fluid has not been contaminated, then the customer may choose to participate in Dow's reclamation program.

No materials should be returned for reprocessing until the analysis has been completed and the customer informed of the results. If reprocessing is necessary, the customer should order sufficient new material to recharge his unit before sending back the old. The Dow Chemical Company will then credit the user at the full purchase price for all usable material recovered, less a small reprocessing charge based on the total quantities returned.

Before returning material for reprocessing, contact the nearest sales office listed on the back cover of this literature, for details.